



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

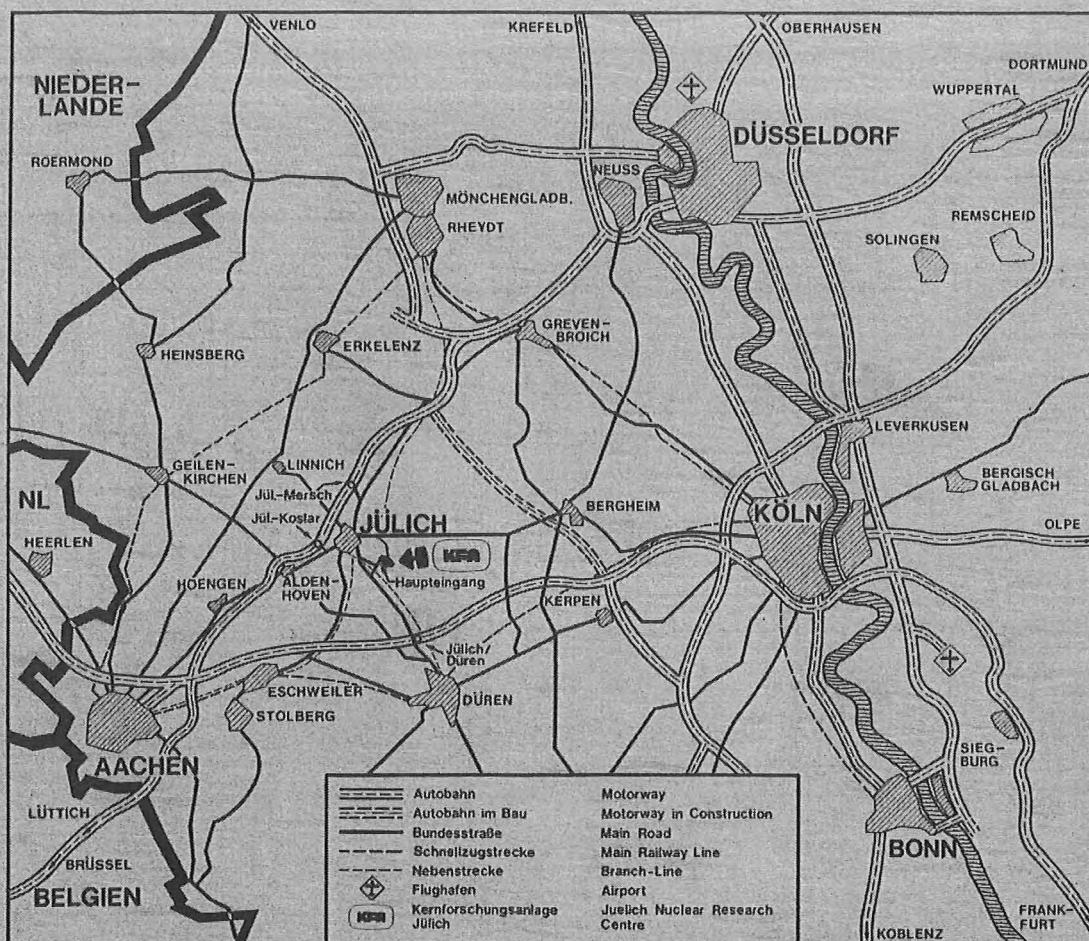
Projektleitung Energieforschung

Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen

**Seminar über Arbeiten im Rahmen des Programmes
Energieforschung und -technologien
des Bundesministers für Forschung und Technologie
23./24. März 1981**

**Durchgeführt von der
Projektleitung Energieforschung PLE
in der Kernforschungsanlage Jülich GmbH KFA
im Auftrag des
Bundesministers für Forschung und Technologie BMFT**

**Jül - Spez - 138
Dezember 1981
ISSN 0343-7639**



Als Manuskript gedruckt

Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich - Nr. 138

Projektleitung Energieforschung Jül - Spez - 138

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH

Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)

Telefon: 024 61/610 · Telex: 833 556 kfa d

Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen

**Seminar über Arbeiten im Rahmen des Programmes
Energieforschung und -technologien
des Bundesministers für Forschung und Technologie
23./ 24. März 1981**

**Durchgeführt von der
Projektleitung Energieforschung PLE
in der Kernforschungsanlage Jülich GmbH KFA
im Auftrag des
Bundesministers für Forschung und Technologie BMFT**

**Leitung: R. Windheim (PLE) in Zusammenarbeit mit
R. Cuntze (MAN-Neue Technologie, München)**



Titelbild:

Große Windenergieanlage GROWIAN im Kaiser Wilhelm-Koog, Elbmündung.

Leistung: 3000 kW ab 12 m/sec. Windgeschwindigkeit

Rotordurchmesser: 100,4 m

Turmhöhe: 100 m

Erste Umdrehung: Herbst 1982, vergleiche u.a. Beitrag auf S. 163

V O R W O R T

Im Rahmen des Programmes für Energieforschung und -technologien des Bundesministers für Forschung und Technologie - BMFT - werden derzeit rund 50 Projekte zur Erschließung der regenerativen Energiequelle Wind gefördert. Das Fördervolumen dieser Projekte beträgt rund 150 Mill. DM. Der Schwerpunkt der Arbeiten liegt in der Entwicklung, dem Bau und dem Test von großen Anlagen mit einer jeweiligen Leistung im MW-Bereich. Langfristiges Ziel der Projekte ist es, unter wirtschaftlichen Bedingungen Strom aus Wind ins Netz einzuspeisen.

Das am 23. und 24. März 1981 durchgeführte Seminar hatte das Ziel, im engen Kreis der jeweiligen Projektleiter Erfahrungen bei der Nutzung des Windes durch große Anlagen auszutauschen. Darüberhinaus wurde auf der Basis dieser Erfahrungen über mögliche zukünftige Projekte und Leitlinien innerhalb des Programmes für Energieforschung und -technologie diskutiert.

Auf dem Seminar wurde zunächst kurz über den Stand der Projekte bei großen Windanlagen berichtet. Anschließend wurden zwei spezielle Problemkreise näher erörtert:

- Bau großer Rotorblätter
- Beherrschung der Schwingungen großer Anlagen

Auf die Lösung dieser beiden Aufgaben konzentrieren sich derzeit die Arbeiten zur Entwicklung, dem Bau und dem Test großer Windenergieanlagen. Nach dem heutigen Stand der Kenntnis - das wurde erneut durch das Seminar bestätigt - sind die technischen Probleme beim Bau großer Rotorblätter und bei der Beherrschung der Schwingungen großer Anlagen lösbar.

Der nicht nur in der Bundesrepublik Deutschland, sondern auch in einer Reihe von weiteren Industriestaaten anlaufende Probetrieb großer Anlagen soll den technisch sicheren Betrieb - insbesondere im Hinblick auf optimale Rotorblätter und gutartigem Schwingungsverhalten - nachweisen. Außerdem sollen erste genauere Aussagen über die erhoffte Wirtschaftlichkeit gewonnen werden. Das Seminar am 23. und 24. März 1981 machte deutlich, daß der im Rahmen des

Programmes für Energieforschung und -technologien des BMFT eingeschlagene Weg zur Erschließung des Windes durch große Anlagen mittel- bis langfristig die Möglichkeit eröffnet, mit einem kleinen Prozentsatz Windstrom zu unserer Elektrizitätsversorgung beizutragen.

Die vorgetragenen Berichte, die aufgrund laufender F+E-Arbeiten sicherlich in manchen Einzelheiten vorläufigen Charakter haben, werden hiermit in Abstimmung mit dem BMFT als Jül-Spez.-Report der Kernforschungsanlage Jülich einer interessierten breiteren Öffentlichkeit zugänglich gemacht und sollen damit gleichzeitig einen kleinen Beitrag zu der gegenwärtigen Energiedebatte liefern. Erwähnt sei, daß inzwischen ein weiteres Seminar zur Nutzung der Windenergie von der Projektleitung Energieforschung PLE in der KFA durchgeführt wurde. Das Thema des Seminars, das am 18. und 19. Mai 1981 stattfand, lautete "Meteorologische Voraussetzungen zur Nutzung der Windenergie" (erscheint ebenfalls als Jül.-Spez.-Report, Nr. 132). Darüberhinaus werden die Ergebnisse der Projekte des BMFT in regelmäßigen, alle zwei Jahre stattfindenden "Seminar und Statusreport Wind" als öffentliche Tagung vorgestellt.

Wir danken allen Teilnehmern des Seminars für die interessanten Beiträge und die sehr aufschlußreiche Diskussion über die Aufgaben bei der Erschließung der Energie des Windes. Der Firma MAN-Neue Technologie, München, die maßgeblich an der ersten grossen Windanlage in der Bundesrepublik Deutschland beteiligt ist, sei für die Gastfreundschaft anläßlich des Seminars in München gedankt. Einen wesentlichen Anteil an der fachlichen Vorbereitung hatte Herr Dr. R. Cuntze, MAN-Neue Technologie, wofür ebenfalls gedankt sei. Frau M. Abt, Projektleitung Energieforschung, sei für die vorzügliche Arbeit bei der Zusammenstellung der vorgelegten Manuskripte für den Jül.-Spez.-Report gedankt.

INHALT, entsprechend Reihenfolge der Seminarvorträge

Seite

50 m - ROTORBLÄTTER FÜR GROWIAN

"Fertigungsentwicklung, Bau und Test des GROWIAN Rotorblattes", MAN-Neue Technologie NT, Projekt-Nr. ET 4323 A: Besuch des Prüfstandes für das GROWIAN-Testblatt bei der Industrieanlagen Betriebsgesellschaft mbH, IABG, München. Stand des Projektes: H.M. Thiele, MAN-NT(erweitert mit ersten Ergebnissen der Strukturversuche, Sommer 1981, R. Windheim)..... 1

265 kW - WINDENERGIEANLAGE VOITH GETRIEBE KG

Windanlage: "Entwicklung, Herstellung und Erprobung eines Prototyps mit 52 m Rotordurchmesser und 265 kW Klemmenleistung", Voith-Getriebe KG, Stand des Projektkomplexes und speziell ET 4104 A: Hofmann 19

Schwingungsmessungen: "Schwingungsmessungen an den 26 m-Rotorblättern mit einer 16 Kanal Telemetrie-anlage", Voith-Getriebe KG, Projekt-Nr. ET 4344 A, Stand des Projektes: W. Spitteler 61

Rotorblattentwicklung: "Entwicklung und Bau der Rotorblätter für die 265 kW-Voith-Windenergieanlage", Voith-Getriebe KG mit Unterauftragnehmer Messerschmitt-Bölkow-Blohm MBB, Stand des Projektes: R. Krautwald 77

Baustelle im Sept. 1981: R. Windheim, nach Fotos von Voith 123

PROJEKTE ZUM BAU UND ZUR ENTWICKLUNG VON GROWIAN

Prüfung des Rotorblattprojektes: "Umfassende Projektbegleitung des Projektes "Fertigungsentwicklung, Bau und Test des GROWIAN-Rotorblattes (ET 4323 A)", Germanischer Lloyd, Projekt Nr. ET 4323 B, Stand des Projektes: R. Lehmhus (zusammengestellt: R. Windheim) 131

Meßprogramm für GROWIAN: "Erstellung eines Meß- und Versuchsprogrammes GROWIAN", MAN-Neue Technologie, Projekt Nr. 4364 A, Stand des Projektes: F. Körber 135

Flügeltechnologieprogramm: "Flügeltechnologieprogramm für große Windenergieanlagen", MAN-Neue Technologie, Projekt Nr. ET 4375 A, Stand des Projektes: D . Muser 155

BAU UND BETRIEB VON GROWIAN

"Bau und Betrieb der großen Windenergieanlage GROWIAN", Große Windanlage Bau- und Betriebsgesellschaft mbH, Projekt Nr. ET 4342 A, Stand des Projektes: H. Witt (durch zwei Darstellungen ergänzt von R. Windheim) 163

EINFLÜGELIGE WINDANLAGE

"Untersuchung neuartiger Konzepte für große Windenergieanlagen in der Klasse bis zu 135 m Rotordurchmesser (entsprechend 5 MW_{elektr.} bei 11 m/sec Windgeschwindigkeit) - Bau und Erprobung einer Demonstrationsanlage im Modellmaßstab 1:3 - Erstellung von Bauunterlagen für eine Prototyp-Großanlage", Messerschmitt-Bölkow-Blohm, Projekt Nr. ET 4240 A, Stand des Projektes: R. Meggle (geringfügig ergänzt: R. Windheim)..... 169

GRUNDLAGENORIENTIERTE F+E-ARBEITEN FÜR GROSSE ANLAGEN MIT HORIZONTALER ACHSE

OPTIWA: "Optimierung großer Windanlagen", Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen der Universität Stuttgart und Statik und Dynamik Forschungsgesellschaft mbH, Stuttgart, Projekt Nr. ET 4406 A und B, Stand des Projektes: I.H. Argyris u. K.A. Braun.... 189

Böengenerator: "Erstellung eines Böengenerators für Windturbinen", Institut für Aero- und Gasdynamik der Universität Stuttgart, Projekt Nr. ET 4372 A, Stand des Projektes: G.A. Walter und F.X. Wortmann 209

Betriebsverhalten Windenergieanlagen: "Untersuchung des Betriebsverhaltens von Windenergieanlagen mit horizontaler Achse bei Anwendung angepaßter Regelungsverfahren und bei Einsatz geeigneter mechanisch-elektrischer Energiewandler", Gesamthochschule Kassel/TU Braunschweig, Projekt Nr. ET 4362 A, Stand des Projektes: W. Kleinkauf, W. Leonard (zusammengestellt: R. Windheim) 233

Windenergiekonzentration: "Konzentration der Windenergie in Wirbelfeldern und deren Ausnutzung zum Zwecke der Energiegewinnung (Phase I)", RWTH Aachen, Projekt Nr. ET 4252 A, H. Staufenbiel und H. Öry (zusammengestellt: R. Windheim) 311

BEITRÄGE ZUM PROBLEMKREIS "BAU GROSSER ROTORBLÄTTER

Rotorblattenwicklung Voith-Anlage, siehe S. 61 ff bei den Projekten zur Voith-Anlage

Rotorblatt GROWIAN, siehe S. 1 ff

Rotorblatt für einflügelige Windanlage,
s. S. 169 ff

Projekt OPTIWA (vgl. S. 189): "Berechnung großer Rotorblätter aus der Sicht des Berechnungsingenieurs", Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen der Universität Stuttgart und Statik und Dynamik Forschungsgesellschaft mbH, Projekt Nr. ET 4406 A und B, I.A. Argyris, K.A. Braun und W. Lang 317

Flügeltechnologieprogramm: "Probleme im Rahmen des Projektes für eine schnell und exakte Optimierung von großen Rotorblättern", MAN-Neue Technologie, Projekt Nr. ET 4375 A, D . Muser 329

BEITRÄGE ZUM PROBLEMKREIS "BEHERRSCHUNG DER SCHWINGUNGEN GROSSER ANLAGEN"

Gesamtdynamik GROWIAN: "Zur Analyse der Gesamtdynamik von GROWIAN", MAN-Neue Technologien im Unterauftrag der GROWIAN Bau- und Betriebsgesellschaft mbH, Projekt Nr. ET 4342 A, K. Kehl 341

Dynamik des großen Einflüglers: "Beherrschung von Schwingungen großer Anlagen - GROWIAN II: Einflügler Dynamische Auslegung der 350 kW-Demonstrationsanlage", Messerschmitt-Bölkow-Blohm, Projekt Nr. ET 4240 A, H. Strehlow und G. Seitz 367

Projekt OPTIWA (vgl. S. 189): "Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Windenergieanlagen", Institut für Statik und Dynamik der Luft und Raumfahrtkonstruktionen", Projekt Nr. ET 4406 A, I.A. Argyris und B. Kirchgäßner 395

Vorhaben: ET 4323 A

H.-M. Thiele;

GROWIAN-Rotorblatt Fertigungsentwicklung, Bau und Test



Im Januar 1981 wurde das GROWIAN-Testrotorblatt nach ca. 1 1/2-jähriger Entwicklungs- und Bauzeit fertiggestellt. Dieser Bericht zeigt die angewendeten Fertigungstechniken auf und gibt die beim Bau gemachten Erfahrungen und im Versuch erzielten Ergebnisse wieder.

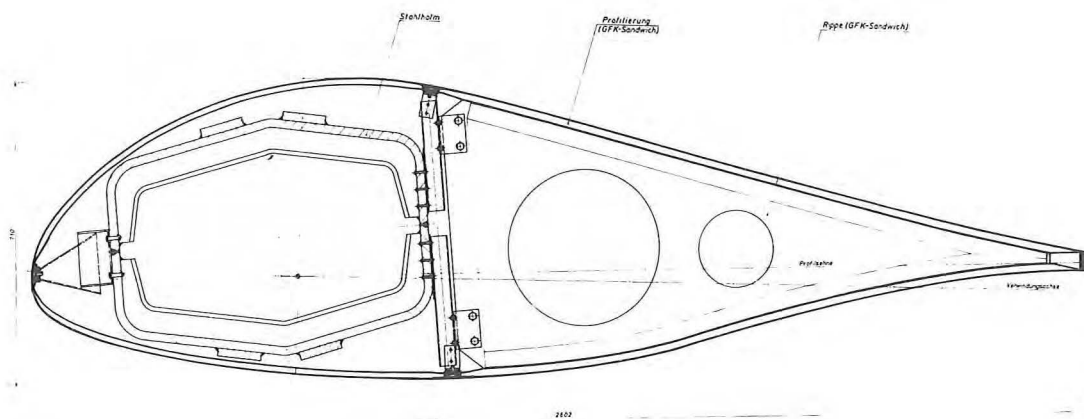
Randbedingungen

Das Anlagenkonzept von GROWIAN-Zweiblattrotor, einfach abgespannter Turm- sowie der Einsatz von Laminarprofilen und die Auslegungslebensdauer von 20 Jahren legten für die Konstruktion und den Bau des Rotorblattes folgende Randbedingungen fest.

Anlagen spezifische Vorgaben	<ul style="list-style-type: none"> . Lastannahmen . Blattgeometrie . Lebensdauer . zul. Blattspitzenverformungen . zul. Eigenfrequenzen
Profil spezifische Vorgaben	<ul style="list-style-type: none"> . gute Formhaltigkeit . niedrige Oberflächenrauigkeit . engtolerierete Oberflächenwelligkeit
Fertigungs spezifische Vorgaben	<ul style="list-style-type: none"> . Anwendung erprobter, kostengünstiger Fertigungstechniken . umfangreiche Qualitätssicherung . Einhaltung enger Fertigungstoleranzen . hohe Anforderungen an die Schweißnähte . Einhaltung gleicher Massenverteilung für 2 Rotorblätter . dauerhafter Korrosionsschutz

Konstruktionskonzept

Als Konstruktionskonzept wurde eine Mischbauweise gewählt, die als tragendes Element einen unverwundenen Stahlkastenholm aufweist. Die äußere Blattgeometrie wird durch eine GFK-Sandwichkonstruktion bestimmt, die über Beschläge mit dem Holm verbunden ist. Diese aus dem Segelflugzeugbau stammende Schalenbauweise ermöglicht es, die geforderten geringen Oberflächenrauigkeiten und -Welligkeiten des Laminarprofils zu erfüllen.



GRÖNIAH - Rotorblatt
Blattquerschnitt R=275m

Blattquerschnitt

Fertigungskonzept

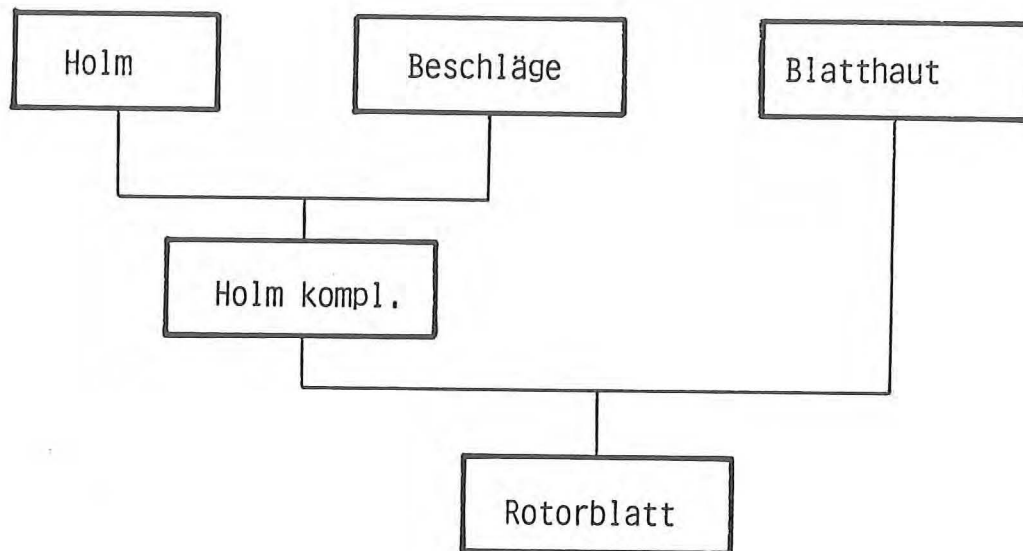
Da im Rahmen dieses Vorhabens der Bau von drei Rotorblättern vorgesehen ist, wurden Fertigungstechniken ausgewählt, die einen möglichst geringen Aufwand an teuren Sonderbetriebsmitteln, wie Vorrichtungen, Formen, Preßwerkzeuge etc. benötigen. Diese Maßnahme erfordert jedoch von den Werkern besondere handwerkliche Fähigkeiten, um die engen Bautoleranzen einhalten zu können.

Unter diesen Voraussetzungen wurde folgendes Fertigungskonzept verwirklicht:

Holm	<ul style="list-style-type: none"> . Schweißkonstruktion . geringer Vorrichtungsaufwand . Reduzierung der Schweißnähte auf ein Minimum
Blatthaut	<ul style="list-style-type: none"> . GFK-Sandwich-Konstruktion . Handauflegeverfahren in Formmulden . Fertigung größtmöglicher Schalenabschnitte . Einfache Montage
Beschläge	<ul style="list-style-type: none"> . einfache Schweißkonstruktion . variable Ausführung um Toleranzen zwischen Holm und Haut auszugleichen

Mit der Unterteilung in drei Baugruppen wurde eine parallele Fertigung der einzelnen Komponenten nach folgendem Fertigungsablaufplan möglich.

FERTIGUNGSABLAUF

Fertigung

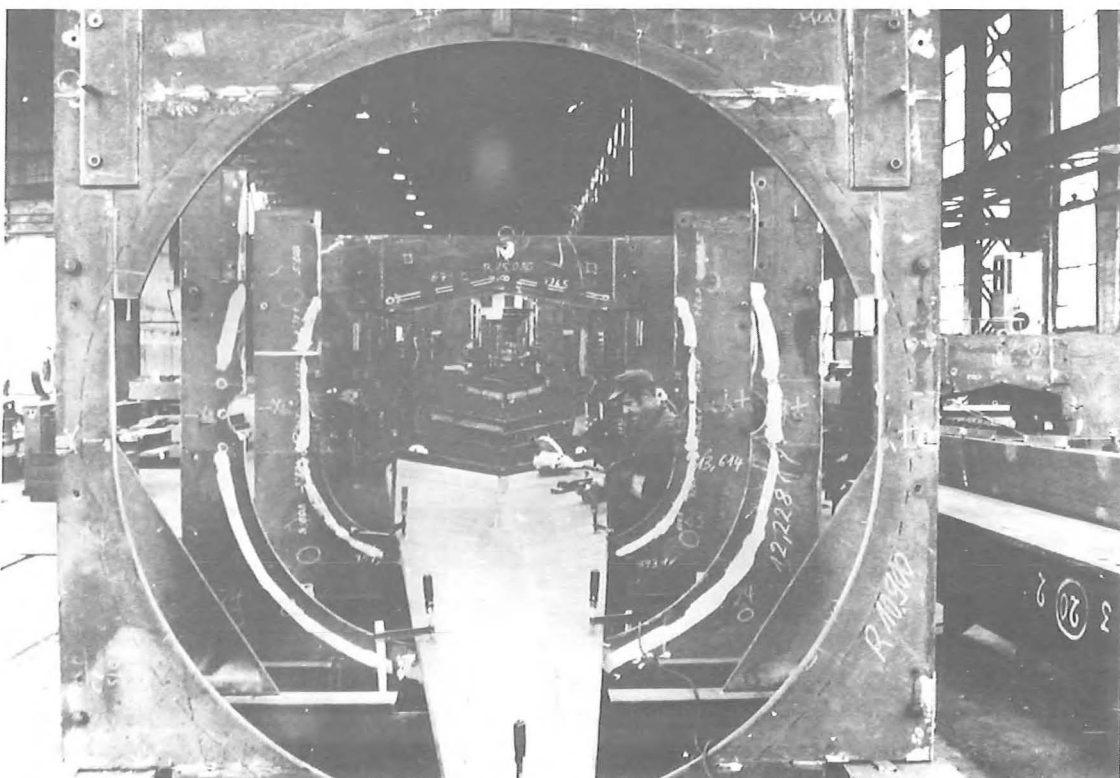
Der Holmkasten wird als Schweißkonstruktion ausgeführt, die bei entsprechendem Qualittssicherungsaufwand eine zuverlässige und erprobte Fertigungstechnik ist. Besonders sorgfältig müssen die Schweißnähte gefertigt werden, da sie die Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffes wesentlich beeinflussen. Die Schweißkonstruktion des Holmes wurde ferner der fertigungstechnischen Forderung nach guter Handhabung angepaßt und in mehrere Holmabschnitte unterteilt. Eine Reduzierung der Schweißnähte wird durch Abkanten der Stahlbleche zu Halbschalen mit einer Länge bis zu 7,5 m erreicht. Hierdurch können die beim Schweißen auftretenden Verzge des Bauteils in Grenzen gehalten werden.



Holmabschnitt

Als Montagehilfe wird eine 40 m lange Helling verwendet, in der die einzelnen Holmabschnitte geheftet und vermessen werden. Geschweißt wird der Holm außerhalb der Helling, damit die Fugestellen von allen Seiten leicht zugänglich sind. Mit diesem Herstellungsverfahren wurden die Bau-toleranzen und die Schweißnahtgüten eingehalten.

Probleme bereitete das Abkanten der Stahlbleche zu Halbschalen ohne speziell angefertigte Preßwerkzeuge. Hier kann es leicht zu Bauabweichungen kommen, die durch die schwierige Handhabung der Bleche noch begünstigt werden.



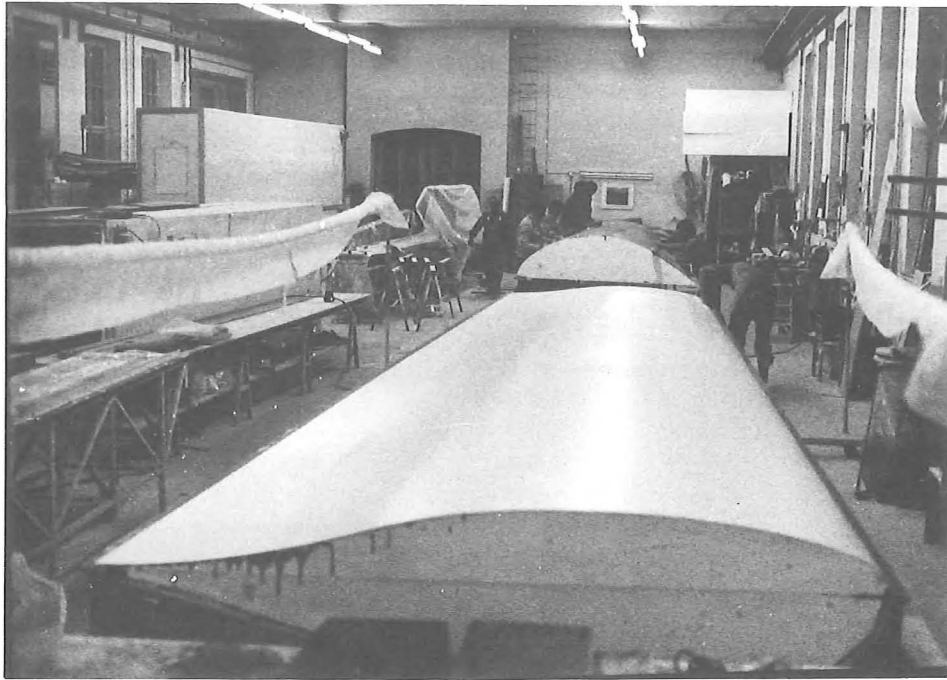
Helling

Die Beschläge zur Aufnahme der Außenhaut und der Rippen des Endkastens werden ebenfalls als Schweißkonstruktion ausgeführt und mit dem Holm verschraubt. Die Anschlußflächen zur Außenhaut sind justierbar, so daß Bau-toleranzen zwischen Holm und Haut ausgeglichen werden können. Die Montage der Beschläge erfolgt in der Helling. An festgelegten Meßpunkten wird dann später die Außenhaut eingemessen und fixiert.



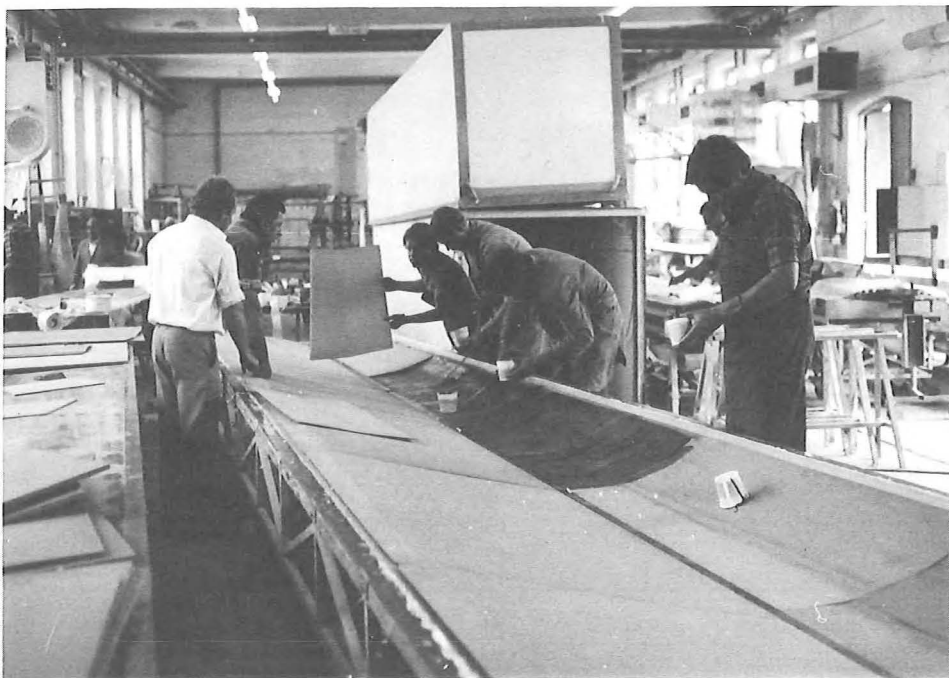
Holm R 50 — R 10,85

Die Schalen der Blattaußenhaut werden in bewährter Kunststofffertigungsverfahren hergestellt. Alle Schalenteile werden in Negativformmulden laminiert. Trennebene der Schalen ist die Profilsehne und im inneren Bereich ab R 27,5 zusätzlich die Holmhinterkante. Hierdurch erhält man in etwa gleichgroße Schalenabschnitte die gewährleisten, daß die Topfzeit des Harzsystems während des Laminierens bei entsprechendem Personaleinsatz nicht überschritten wird. Ferner muß die Mitte der Formmulde in Tiefenrichtung vom Formenrand mühelos erreichbar sein, eine weitere Randbedingung für die Abmessung der Formen.



Formmulden mit Urmodell

Nach einer entsprechenden Einarbeitungszeit konnten die Einzelschalen relativ problemlos hergestellt werden. Pro Schalenhälfte müssen ca. 10 Werker gleichzeitig die Matrix einwalzen um die Topfzeit nicht zu überschreiten.



Laminieren der Schalen

Nach dem Entformen der Schalenteile zeigte eine Prüfung, daß die zulässige Oberflächenrauigkeit und -welligkeit eingehalten, im Blattaußenbereich sogar unterschritten wurde. Die geforderte Genauigkeit der Schalengewichte von 2% konnte nicht erreicht werden, hier gab es Überschreitungen bis zu 5%.



Schalensatz an der Blattstation R 15,7

Das Montageverfahren der Außenhaut an den Holm hat sich bewährt. Anpassungsschwierigkeiten zwischen Haut und Beschlägen traten nicht auf. Die überprüften Profilschnitte und die Blattverwindung lagen innerhalb der zulässigen Toleranzen.

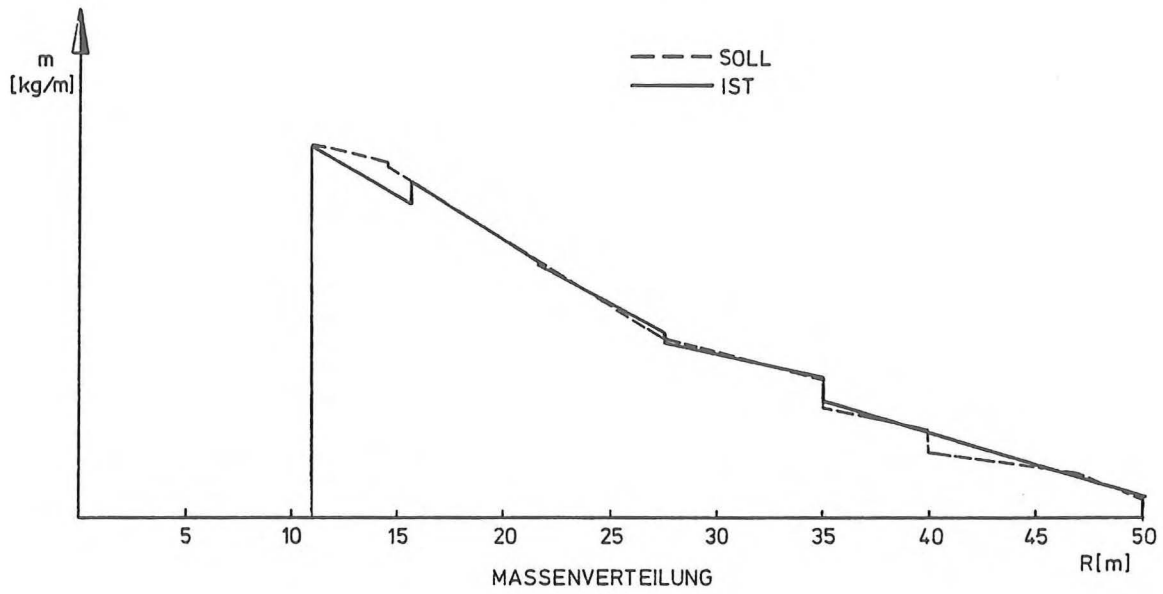
Nach seiner Fertigstellung wurde das Rotorblatt von Mainz nach München per LKW transportiert. Während des Transportes lag das Blatt an den Stationen R 15 und R 45 auf selbstlenkenden Nachläuferfahrzeugen auf und wurde mit einer Geschwindigkeit von ca. 40 km/h via Autobahn transportiert. Die während des Transportes am Blatt gemessenen Beschleunigungen lagen unter 1 g.



Rotorblatt R 50 - R 10,85

Ergebnisse

Ein Vergleich zwischen der rechnerisch ermittelten Massenverteilung und der gemessenen zeigt, daß eine gute Übereinstimmung im Bereich von R 10,85 bis R 40 erzielt wurde. An der Blattspitze weicht die gemessene Massenverteilung von den Sollwerten ab, dies resultiert aus der Überschreitung der Schalengewichte und der Wägung des Holmabschnittes von R 35 - R 50, da hier eine feine Unterteilung des Holmabschnittes nach jedem Waddicken-sprung aus fertigungstechnischen Gründen nicht möglich war. Nach der Installation des Blattes auf dem Prüfstand wurde die Durchbiegung unter Eigengewicht in Schlagrichtung an der Blattspitze und im Standschwingungsversuch die Eigenfrequenzen und Eigenformen gemessen. Die Verformung an der Blattspitze ist um 3% größer und die 1. Schlageigenfrequenz um 3,5 % niedriger ausgefallen als berechnet. Die 1. Schwenkeigenfrequenz stimmt mit dem gerechneten Wert überein.



Transport des Rotorblattes

Strukturversuche GROWIAN-Rotorblatt

Mit dem Prototyp des GROWIAN-Rotorblatts wurden 4 statische Belastungsversuche, ein Standschwingungsversuch und ein dynamischer Belastungsversuch mit 50 LW durchgeführt.

Eine vorläufige Auswertung der Meßergebnisse zeigt eine gute Übereinstimmung mit den berechneten Werten. Abweichungen von den theoretisch ermittelten Daten traten an Blattstation R 27,5 m auf, die auf eine bereits während der Fertigung festgestellte Bauabweichung zurückzuführen sind. An der Unterschale R 27,5 - R 15,7 des Profilenkastens wurden im Laufe der Versuche Delaminationen festgestellt, die auf Fertigungsfehler zurückzuführen sind.

Die Versuche wurden mit einem Bruchversuch abgeschlossen, der mit bis zu 170 % der sicheren Last gefahren wurde. Auf eine weitere Erhöhung der Lasten wurde verzichtet, da an einigen Stellen des Prüflings ein lokales Versagen der Struktur festgestellt werden konnte.

VERSUCHSERGEBNISSE

Standschwingungsversuch

Der Standschwingungsversuch diente zur Ermittlung der Eigenfrequenzen und Eigenformen des Rotorblattes. Es wurden 16 Eigenformen nach der Phasenresonanzmethode ermittelt. Das Rotorblatt wurde über 2 elektro-dynamische Erreger in Schwingung versetzt, wobei die Schwingungen an 80 über dem Blatt verteilten Beschleunigungsaufnehmern gemessen wurden. Bild 1 zeigt den Versuchsaufbau mit dem Meßcontainer der DFVLR-Göttingen.



Versuchsaufbau Standschwingungsversuch

Meßergebnisse:

Bei der Ermittlung der theoretischen Werte wurde die gemessene Massenverteilung des Blattes inclusive der Krafteinleitungsbeschläge für die Belastungsversuche sowie die DMS-Verkabelung am Holm berücksichtigt.

Form	Meßwert	Rechenwert
1. Schlageigenfrequenz	0,923	0,956
1. Schwenkeigenfrequenz	1,27	1,27
2. Schlageigenfrequenz	2,39	2,64
2. Schwenkeigenfrequenz	3,55	3,64
1. Torsionseigenfrequenz	21,67	26,19

Belastungsversuche

Die Belastung des Prüflings erfolgte über Lastgeschirre durch Hydraulikzylinder. Die Anordnung der Zylinder wurde so ausgelegt, daß an den Blattstationen R 35 und R 27,5 die Biegemomente möglichst genau simuliert werden. An den übrigen Blattstationen weichen die Schnittkräfte bis zu 10% von den theoretischen Werten ab. In den Versuchen wurden an 500 Meßstellen die Zusatzdehnungen aus Lastgeschirr und Zylinderlasten gemessen. Dehnungen aus dem Eigengewicht des Blattes konnten nur im Lastfall 2.5 durch Drehen des Prüflings um 180° gemessen werden.

Lastfall 1.3



Versuchsaufbau Lastfall 1.3

Die Belastung des Prüflings erfolgt durch zwei Zylinder bei R 41 (80 kN) und R 13,6 (41 kN).

Meßergebnisse:

Die gemessenen Dehnungen am Blattquerschnitt R 27,4 (ungestörter Querschnitt) zeigen etwas geringere Werte als die theoretisch ermittelten. Im Querschnitt R 27,5 liegen die Meßwerte gegenüber den theoretischen um den Faktor 1,56 höher. Dies ist auf einen Einfall der Schweißnaht und einen zu großen Kantenversatz zurückzuführen, der für die beiden weiteren Rotorblätter nicht zulässig ist. Die an der Außenhaut gemessenen Dehnungen liegen ebenfalls unter den theoretisch ermittelten.

Die Blattverformung an der Spitze betrug

in Schlagrichtung 1,174 m

in Schwenkrichtung 0,063 m

Blattschwenkversuch Lastfall 1.3



Schwenkversuch

Zur Ermittlung der Lagerreibmomente wurde in der Versuchsanordnung des Lastfall 1.3 bei 100 % der Nennlast das Rotorblatt über einen Hydraulikzylinder am Blattanlenkzapfen um $\pm 2,5^\circ$ um die Blattlängsachse gedreht. Gefahren wurden 100 Lastwechsel mit einer Frequenz von 0,15 Hz. Messungen bei Versuchsbeginn und -ende zeigten eine geringfügige Abnahme des Reibmomentes. Die Blattverstellmomente lagen bei

$$\begin{aligned} M_D &= 26,9 \text{ kNm in der Ausgangsstellung} \\ \text{und } M_D &= 44,92 \text{ kNm in der Endstellung} \end{aligned}$$

Diese Daten liegen im Bereich der theoretisch ermittelten Werte.

Lastfall 2.5

Bild 4 zeigt die Versuchsanordnung im Lastfall 2.5

Die Belastung des Prüflings wird durch 3 Hydraulikzylinder an den Stationen R 39 (133 kN) R 24,6 (107 kN) und R 15,6 (126 kN) simuliert.

Meßergebnisse:

Für die gemessenen Dehnungen gilt das für L.F. 1.3 gesagte. Auch hier erhöhten sich die Spannungen auf Grund der Bauabweichung bei R 27,5 um den Faktor 1,56

Die Blattverformung an Spitze betrug:

in Schlagrichtung	0,792 m
in Schwenkrichtung	1,929 m

Lastfall 2.5

Im Anschluß an den Versuch im Lastfall 2.5 wurde ein dyn. Belastungsversuch mit 50 Lastwechseln gefahren. Als Unterlast wurde 20 % und als Oberlast 100 % der Nennlast von LF 2.5 gewählt. Die Messungen zu Beginn und am Ende des Versuches zeigten keine Unterschiede in den Dehnungen und Verformungen. Die Delaminationsstellen im Bereich des Endkastens auf der Unterseite der Außenhaut zwischen R 27,5 - R 15,7 vergrößerten sich, sonst konnten keine Schädigungen festgestellt werden.

Bruchversuch

Der Bruchversuch wurde in der Versuchsanordnung von Lastfall 2.5 durchgeführt. Bei Erreichen von 170 % der sicheren Last wurde der Versuch beendet. Zu diesem Zeitpunkt wurden an der Station R 27,5 lokale Instabilitäten an der Struktur festgestellt, d.h. die am Stahlholm gemessenen Dehnungen verliefen nicht mehr linear. Ferner wurde ein lokales Ausknicken der Blatthaut bei R 27,5 auf der Blattunterseite festgestellt. Ausgangspunkt dieses Versagens war ein 150 mm großes Loch in der Haut, das zur Überprüfung von Meßstellen am Holm zu Beginn der Versuche eingebracht werden mußte. Weitere Beschädigungen an der Haut wurden nicht festgestellt (Photo S. 18).

Meßergebnisse:

Die bei 170 % der sicheren Last erreichten Spannungen am Holm und der Außenhaut sind in den Abbildungen 10 - 12 dargestellt.

An der Blattspitze wurden in

Schlagrichtung 3,235 m

Schwenkrichtung 0,888 m gemessen.

Nach dem Entlasten des Prüflings wurde an der Blattspitze eine bleibende Verformung von ca. 0,400 m festgestellt.

SCHLUSSBEMERKUNG

Eine grobe Auswertung der Versuchsergebnisse zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen. Da das Rotorblatt im Betrieb bis zu 10^8 Lastwechseln unterliegt, wurde es dauerfest dimensioniert. Hierdurch erklärt sich auch der große Abstand der sicheren Last zur statischen Bruchlast ($j \approx 2$). Ferner haben die Versuche gezeigt, daß die Blatthaut aus Glasfaserkunststoff die Holmverformungen ohne zu reißen mitmacht und die Dehnungen in der Haut um den Faktor 10 kleiner als die gemessene Bruchdehnung des Laminats sind.



Bild 5: Bruchversuch (170% der sicheren Last)

Stand der drei Projekte zur Voith-Anlage Hofmann und Mitarbeiter

Allgemeines:

Die Voith-Getriebe KG Heidenheim, Abteilung Lufttechnik plante bereits 1976 den Beginn

der Entwicklung, der Herstellung und der Erprobung eines

Wind-Energie-Converters mittlerer Leistung und Größe

für den Einsatz als "Fuelsaver" bei Insel- und Netzbetrieb, zum hauptsächlichlichen Einsatz für infrastrukturschwache Gebiete der dritten Welt.

Als Vorbild wählten wir eine axialdurchströmte Gleichdruckturbine mit lee-seitig sitzendem Gondelrotor mit 2 FVW-Rotorblättern in Schalenbauweise der über eine Windfahne positioniert wird (keine Seitenrad-Gondelschwenkeinrichtung) sowie einen durch Pardunen und Salinge abgestützten Stahlrohrmast.

Das sternförmige Stahlbetonfundament sollte mit dem Erdboden nicht verankert werden.

Als Standort für die Versuche war das traditionsreiche Gelände (Hütter) in Stötten auf der Schwäbischen Rauhen Alb im Kreis Göppingen vorgesehen.

Die Beratung bei der aerodynamischen Auslegung und der Grundkonzeption sollte für den Anfang Herr Professor Dr. Ing. Ulrich Hütter Stuttgart/Kirchheim (FWE) übernehmen.

Für die Entwicklung und Lieferung der hochwertigen Rotorblätter kam nach langem Suchen nur die Fa. MBB-München in Frage.

Die Hauptdaten des WEC wurden wie folgt festgelegt und über die Jahre unverändert beibehalten:

Rotorblatt Ø 52	Rotordrehzahl 37 1/min
Nennwindgeschwindigkeit 8,5m/s	Rotorleistung 316 kW
Masthöhe 30m	Synchrongenerator 350 KVA

1. Zielsetzung bei ET 4104 A (Anlage):

Entsprechend der Baugröße mit 52 m Ø war bei den gegebenen DFVLR-Lastannahmen (siehe Bild 1) und mit der Jahrhundertboe von 60 m/sec:

- eine vollautomatisch arbeitende Anlage, einschließlich Anlauf und Abschaltung,
- eine sich selbst rettende (fail-safe) Maschineneinrichtung,
- ein sich selbst ins EVU-Drehstromnetz (20 KV, 50 Hz) ein- und ausschaltender Synchrongenerator,

zu konzipieren.

Erwartet werden:

- lange Lebensdauer
- hohe Verfügbarkeit
- Betriebssicherheit
- relativ leichte Montage (möglichst ohne übergroße Kräne)
- leichte Wartung mit langen Zwischenräumen
- geringes Gewicht bei hoher Standfestigkeit
- marktgerechter Preis
- nationaler Fertigungsanteil für die Dritte Welt
- umweltfreundlich hinsichtlich Geräusch und Sicht
- Versetzbarkeit der ganzen Anlage (anderes Versuchsfeld)
- Sicherung gegen unbefugtes Besteigen usw.

2. Zielsetzung bei ET 4343A (Rotorblattentwicklung):

- Die Empfehlung von Herrn Prof. Hütter die Voith-Anlage mit einer Schnellaufzahl

$$\lambda = \frac{\text{Spitzengeschwindigkeit}}{\text{Wind-Nennengeschwindigkeit}} = \frac{100,74}{8,5} = 11,85 \quad (\text{siehe Bild 1a})$$

bzw. bei c_p -Optimum = 0,45 entsprechend

einer extrem hohen Schnellaufzahl $\lambda_{\text{opt}} = \frac{100,74}{6,3} = 16$

(siehe Bild 2) ergab sehr schlanke Rotorblätter mit einer Flächenbelastung von

$$\frac{316000}{52^2} \times \frac{\pi}{4} = 149 \text{ W/m}^2$$

- Es war beabsichtigt, den Massen der kompletten Gondel so niedrig als möglich zu halten um die

Gesamt-Eigenfrequenz des WEC

mit der Betriebsfrequenz $\frac{37 \times 2}{60} = 1,24 \text{ Hz}$

nicht durchfahren zu müssen.

- Die Rotorblattmasse war mit ca. 1.000 kg pro Blatt limitiert, die schlanke Profildfamilie der Blattschnitte von Herrn Prof. Hütter festgelegt.

Diese Parameter führten zu einer extrem leichten Hohlblatt-Konstruktion mit Stützschaumeinlage und Querbolzenbefestigung.

Der ursprüngliche Plan, die Blätter in 2 Längen zu teilen und nach Bedarf zu verflanschen, mußte aus schwingungstechnischen Gründen aufgegeben werden.

3. Zielsetzung bei ET 4344A (Telemetrie):

Das Verhalten der beiden schlanken Rotorblätter im Betrieb, insbesondere beim Durchschlagen des Mastnachlaufes sollte überwacht werden, unzulässig hohe Blattausschläge müssen zum Abschalten der Anlage führen.

Die Übertragung der Meßströme von DM-Streifen und Beschleunigungsaufnehmern darf nicht über Schleifringe erfolgen!

4. Lösung der Aufgaben bei ET 4104A (Bauwerk):

Referent Hfm

4.1 Bauwerk

Aus einer Fülle untersuchter Varianten (siehe Bild 3) ergab sich letztlich die Form des Prototyps nach Bild 4:

- Pendelnabe nach Prof. Hütter (halbkardanisch), Stahlblech-Schweißkonstruktion mit der Möglichkeit die selbsttätige Blattwinkel-Einstellung (zur Ausgleichung der Scherströmung) zu blockieren (siehe Bild 5).
- Pendellager-Paar aus vorgespannten Doppel-Kegelrollenlagern (überdimensioniert wegen der nur kleinen periodischen Drehbewegungen) mit Fett-Dauerschmierung.
- Rotorblatt-Lager, je ein vorgespanntes und handelsübliches Kreuzrollenlager mit einem gemessenen Reibwert bei voller Belastung von ca. 0,003, mit Fett-Dauerschmierung und doppelter Dichtlippen gegen Wassereintritt.
- justierbares Lenkgestänge mit handelsüblichen Kugelgelenkköpfen und Fett-Dauerschmierung
- Nabenabdeckhaube mit Trimmscheiben sowie außen aufmontierten Solarzellen für den Meßsender (ET 4344A, Telemetrie).
- Die komplette Pendelnabe wird über eine Hirth-Verzahnung mit der Rotor-Hohlwelle verbunden, (siehe Bild 6). Die Welle ist 2fach gelagert und zwar mit einem Halslager, welches als axial verschiebbares Zylinder-Vollrollenlager ausgebildet ist sowie einem vorgespannten Kegelrollenlager für die auftretenden Betriebs-Achsschübe. Beide Lager haben Oelschmierung.
- Der Kegelradsatz 70/17 Zähne oder $i = 4,12$ wirkt mit seinem Achsschub vermindern auf den aerodynamischen Schub, d.h. das Kegelrollenlager wird dadurch entlastet.

- die Rotorhohlwelle nimmt im inneren die Rotorblatt-Verstellung auf (siehe Bild 7)
- Ein Differenzkolben für die Rotorblatt-Verstellung übernimmt gleichzeitig eine weitgehende hydrostatische Verriegelung oder Dämpfung der Kolbenstange; dies kann unter Umständen wichtig sein falls Blattwinkelschwankungen auftreten würden, die durch pulsierende Luftkräfte entstehen.
- Eine ebenfalls mit der Verstellmechanik integrierte Schraubenfeder übernimmt die Blattverstellung in Richtung "Fahne", d.h. die Blätter haben dann keinen Auftrieb, die WEC-Anlage stellt sich in Notfällen selbst ab.
- Die für den Regler wichtige Positionsmeldung der Steuerstangenlage bzw. der Rotorblätter, übernimmt ein Potentiometer (siehe Bild 8).
- Die Gondel-Hydraulik (siehe Bild 9) wird durch eine Flügelzellenpumpe mit O-Hub-Regelung gespeißt; der Elektro-Motor erhält seinen Strom über Schleifringe (siehe dort).

Die Öl zu- und Abfuhr für den Differenzkolben im Inneren der Rotorwelle übernimmt ein elektro-hydraulischer Steuerschieber eigener Entwicklung, (siehe Bild 10).

Der gegebenenfalls heizbare Ölbehälter ist im Gondelgehäuse eingebaut. Alle Hydraulikleitungen sind dadurch kurz gehalten; der Pumpenzulauf erfolgt mit natürlichem Gefälle.

Die Hydraulikeinheit, außen am Gehäuse angebracht, ist leicht zugänglich montiert (siehe Bild 11).

- Das Gondelgehäuse ist mit dem Schwenklager (siehe Bild 12) verflanscht. Das Schneckenrad ist mit dem feststehenden Mast verbunden, das Gondelgehäuse wird über ein handelsübliches Kreuzrollenlager mit dem Mast zentriert.

Eine dreigängige, nicht selbst hemmende Schnecke, die im Gondelgehäuse gelagert ist, ergibt ein Untersetzungsverhältnis

$$i = \frac{50}{3} = 16,67$$

An die Schneckenwelle schließt ein kombiniertes, handelsübliches Stirnrad-Schneckengetriebe an, mit einem $i = 214,8$; der Antriebsmotor hat 1440 1/min. Bei einem $i_{ges} = 214,8 \times 16,67 = 3.581$ d.h. die Gondel hätte eine theoretische Drehzahl von 0,4 1/min. Zwischen Schneckenwelle und Stirnrad-Schneckengetriebe sitzt eine elektromagnetisch gesteuerte Lamellenkupplung, die bei vorhandenem Bordnetz-Strom geschlossen ist und es besteht somit dann für den ganzen Gondel-Schwenkbetrieb absolute Selbsthemmung.

Bei Stromausfall, falscher Gondelposition d.h. Schräganblasung bei dem ungünstigsten Fall Rotorblätter in der "Fahnen-Stellung" könnte bei sehr hohen Windgeschwindigkeiten ein Gondeldrehmoment entstehen, welches die Gondel aus der Schräganblasungsposition weitgehend zurückdreht und dies ist eben möglich, weil die elektromagnetische Kupplung dann nicht durchgeschaltet hat.

- 3 elektrisch gesteuerte, hydraulische Druckkolben sind am Umfang des Gondel- und Mastflansches verteilt, zur Betätigung von Zangenbremsen. Bei Betrieb der Anlage sind die Bremsen eingeschaltet und nur bei Positionierungsbefehl oder Bordnetzausfall geöffnet.
- Zum Einführen von Strom für die beiden Gondelmotoren, für die Steuerspannungen, Steckdosen usw. wird eine Schleifringübertragung (siehe Bild 13) benötigt, die unterhalb des Gondeldrehgetriebes sitzt und Gehäuse mäßig bereits zum feststehenden Mast gehört.

Die Meßströme laufen nicht über die Schleifringe sondern werden auf direktem Weg zum Regler, Registriergerät usw. über ein 20-adriges Flachbandkabel geführt. Diese Wickel-Manschette erlaubt ± 5 Gondelumdrehungen bevor die Steckerverbindung sich lösen würde. Es ist aber dafür gesorgt, daß bereits nach etwa 3 Gondelumdrehungen ein Rückstellbefehl eingespeichert wird der bei günstiger Gelegenheit das Zurückdrehen einleitet.

- Zu Montage- und Wartungszwecken sind im Bereich der Gondel 2 gesicherte Podestebenen angebracht (siehe Bild 14). Eine Sicherheitsleiter führt von der Höhenkode 5 m bis zu den Gondelpodesten.
- Ein Flügelrad- Anemometer und eine damit kombinierte Windfahne sitzen über dem Gondelgehäuse, desgleichen der hierfür notwendige Blitzableiter.
- Weitere Blitz-Schleifringe befinden sich zum Schutze der

Wälzlager zwischen Rotorblättern und Rotorwelle
zwischen Rotorwelle und Gondelgehäuse
zwischen Gondelgehäuse und Mast.

Der Mast ist mit der Eisenarmierung des Betonfundamentes mehrfach verbunden in welchem auch die üblichen Erdbänder eingegossen sind.

- Die lange, senkrecht nach unten führende Rohrwelle (siehe Bild 15) zwischen Kegelritzelwelle und Stirngetriebewelle ist über zwei steckbare Keilwellenverbindungen längsverschieblich oben und im mittleren Bereich (siehe Bild 15) mit einem Pendelkugellager zum Mast hin abgestützt um die biegekritische Drehzahl weitgehend über die Betriebsdrehzahl von 152,7 1/min zu legen.

Das Stirnradgetriebe, normaler Voith-Bauweise $i = 9,82$, ist über eine Gelenkwelle (siehe Bild 16) mit dem 350 KVA-Synchrongenerator gekuppelt.

2 Ringspann-Ringe zwischen Generatorwellenstummel und Kuppelflansch übertragen das max. Moment $= 2,5 \times$ Betriebsdrehmoment bei ca. 300 kW und $n = 1500$ 1/min auf Reibund. Hierdurch werden mögliche Kurzschlußstöße von der WEC-Transmission ferngehalten.

- Eine fail-safe-Zangenbremse unterhalb des Stirnradgetriebe-Ausgangsstummels (siehe Bild 16) übernimmt ein Festsetzen des gesamten Wellenstranges einschließlich Rotor und Generator bei Gefahr oder Reparaturarbeiten.
- Der Generator besitzt eine Tachomaschine zur Drehzahlüberwachung, zwei weitere Zahnscheiben mit elektrischen Aufnehmern messen berührungslos die Drehzahl ebenfalls.

Beim Überschreiten einer einstellbaren Grenzdrehzahl fällt die Anlage vom Netz, die Hydraulik stellt auf Fahne unterstützt von der bereits genannten Spiralfeder in der Rotorwelle.

- Der WEC-Mast (siehe Bild 17) besteht aus zwei schlanken Rohrstücken und einem verstärkten Mastfuß, in welchem das Stirnradgetriebe und der Generator ausziehbar untergebracht sind.

3 Pardunen mit entsprechenden Salingen stützen das Bauwerk ab (siehe Bild 17).

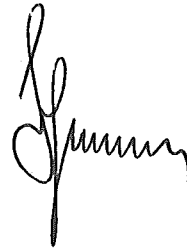
Die Pardunen erhalten bei Montage und Windstille eine Vorspannung von ca. 50.000 kp/Stange mit Hilfe von 3 kleinen hydraulischen Hohlkolbenzylindern. Über Manometer kann der Pardunenzug jederzeit nachgemessen werden.

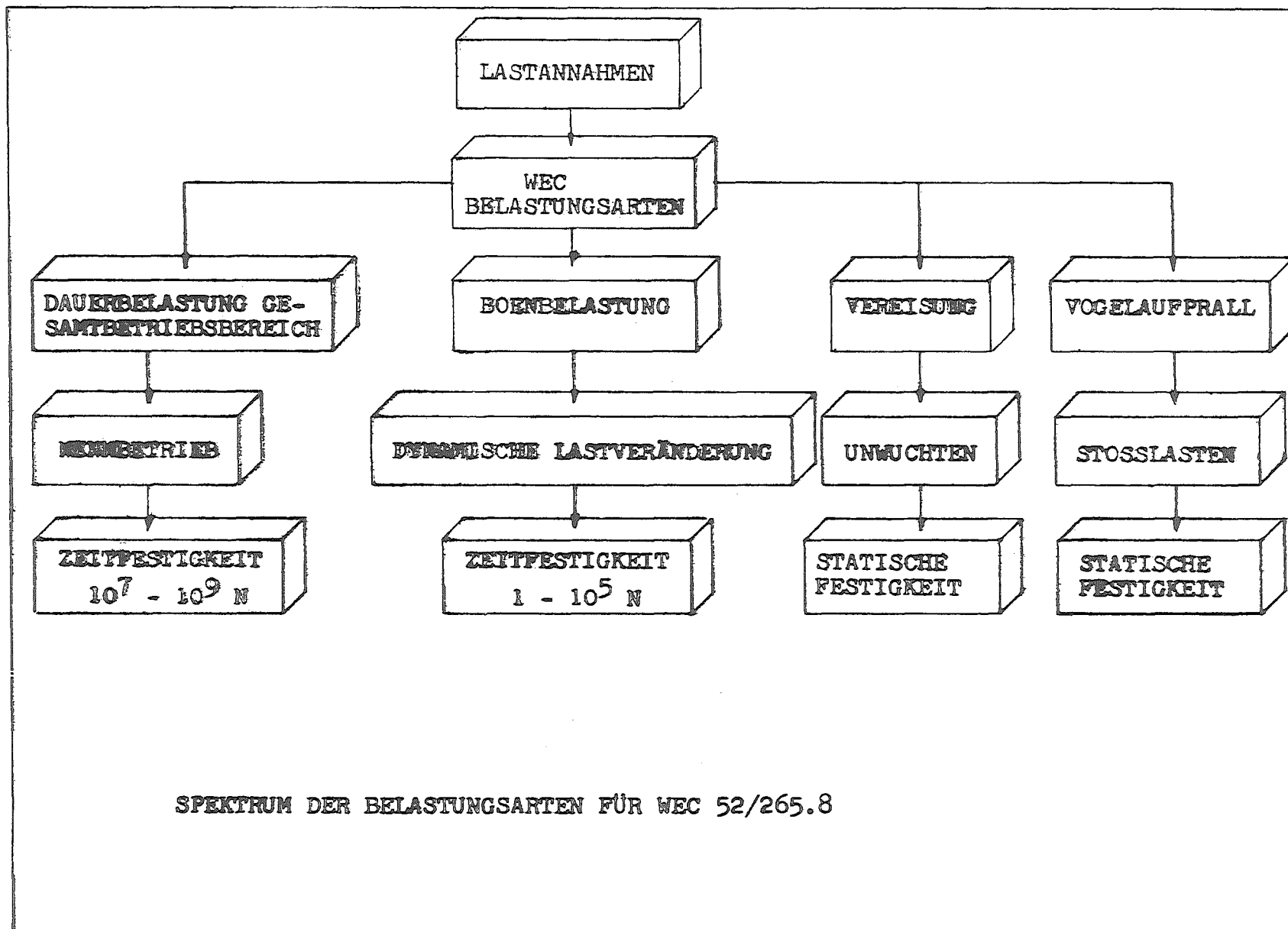
Der Mastfuß hat am Gondelflansch 4 kräftige Augen: 2 davon sind an die Klappböcke des Fundamentes gekoppelt, die beiden anderen 2 Augen verbinden die Hilfsstütze mit der Aufzugspardune und dem großen Hydraulik-Hohlkolbenzylinder (siehe Bild 17).

Mit Hilfe von 12 Spanndrahtlitzen, jeweils aus 7 kaltgezogenen 5mm-Drähten St 60/180 bestehend, die durch den großen Hohlkolbenzylinder geführt sind, läßt sich eine Hubkraft von ca. 120-130.000 kp erreichen. Hierzu ist notwendig, daß vor und hinter dem Zylinder in sogenannten Pressankern die gehärteten Klemmzangen wechselseitig gelöst und gespannt werden, damit bei einem begrenzten Kolbenhub von nur 250 mm eine etwa 10 m lange Litzenstrecke mit ca. 40 Spielen bewältigt werden kann.

Das Abfangen des Mastes kurz vor dem Senkrechtstehen, bzw. das Ankippen des Mastes zu Beginn des Umlegvorganges übernimmt ein kleiner hydraulischer Hubzylinder am Mastfuß.

- Am Mastfuß-Zylindermantel ist eine große Montagetür angebracht, die zum Beispiel den Ausbau des Generators oder des Stirnradgetriebes, der Bremse usw. ermöglicht. 3 kleine Inspektionsklappen sind ebenfalls vorhanden.
- Damit beim Umlegen des Mastes die elektrischen Kraft- und Steuerstromleitungen nicht im inneren des Mastfußes getrennt werden müssen, ist am Fundamentflansch neben dem Mastfuß ein besonderer Klemmenkasten angebracht.
- Zum Ersteigen des Mastes bis zu den oberen Gondel-Montageplattformen ist ein Steigbaum mit Steigschutz angebracht.
- Die Gesamtmasse, einschließlich der beiden Rotorblätter beträgt 38.800 kg. Der Gesamtschwerpunkt der Anlage liegt bei der Höhenlage von ca. 20 m.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'J. J. J.' or similar, written in a cursive style.



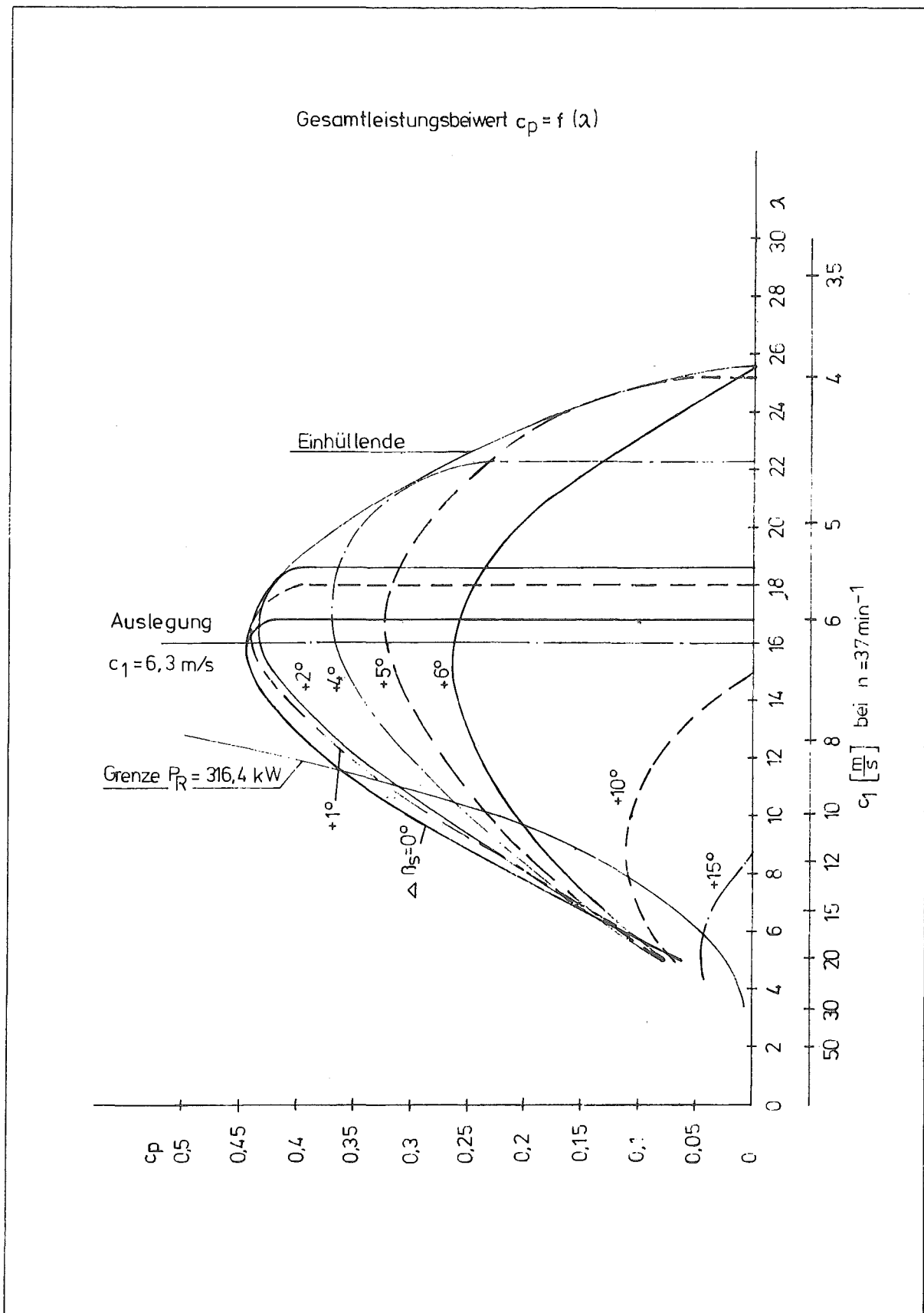
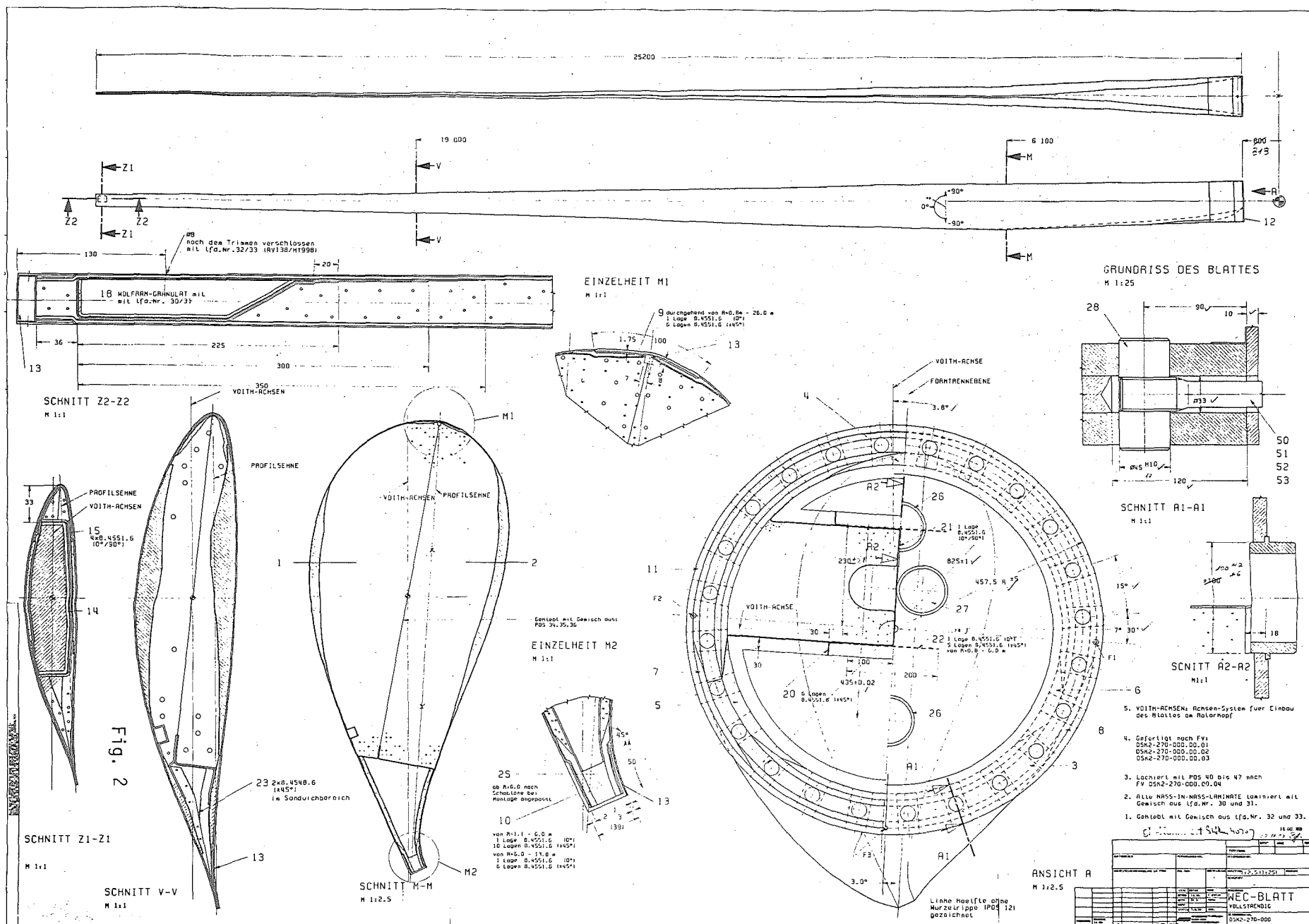


Fig. 1a



Stand 1977:

14 Baugruppen-Kombinationen wurden untersucht:
(siehe Zeichn. M 1:100 Nr. 3.73-201 Blatt 1-3)

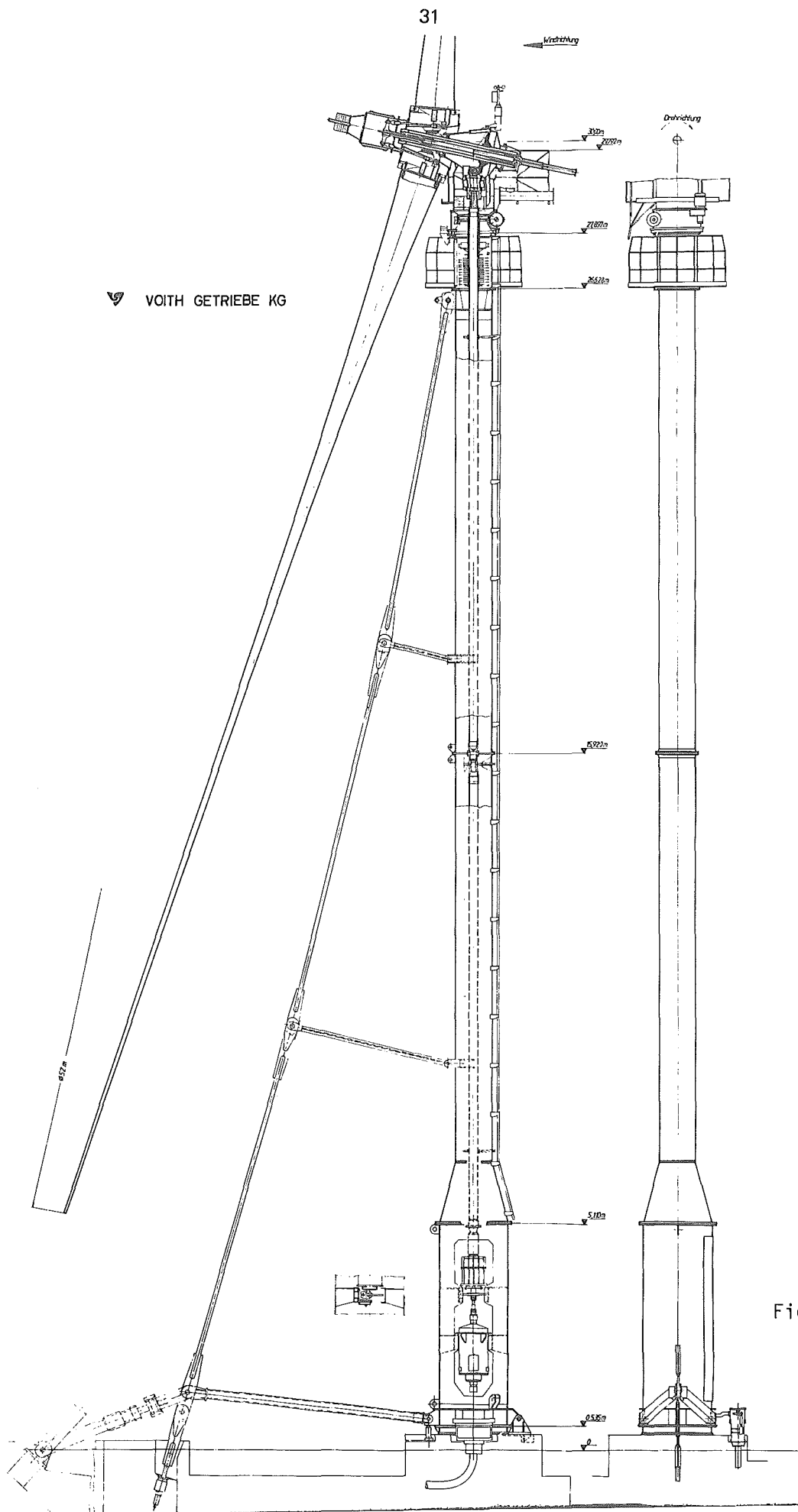
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	2-Blatt- Ø m Rotor Umdr. 1/min	36 50	36 50	36 50	36 50	36 50	36 50	38 45	52 45	52 45	52 45	52 45	52 43	52 43	52 43
2	Rotorlage	Lee	Lee	Lee	Lee	Lee	Luv	Luv	Luv	Lee	Lee	Lee	Lee	Lee	Lee
3	Rotoraufhängung	starr	halb- kard.	halb- kard.	halb- kard.	halb- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.	voll- kard.
4	Übersetzungs- grad ca. i =	2,15	-	3	3	3	2,75	3,24	3,24	3,24	3,24	3,24	3,55	3,55	35
5	Übersetzungsart	gesch. Seil	2 Gel. well.	Kegel- trieb	Kegel- getr.	Kegel- getr.	gesch. Seil	Kett- trieb	Kett- trieb	Kett- trieb	Kegel- trieb	Kegel- trieb	Kegel- trieb	Kegel- trieb	Plan- getr.
6	Transmission	gesch. Seil	Rohr	Rohr	Rohr	Rohr	Rohr	Gel-W. Rohr	Gel-W. Rohr	Gel-W. Rohr	Rohr	Rohr	Rohr	Rohr	--
7	Übersetzungs- grad ca. i =	2,15	15	10	10	10	10,9	4,5 2,2	4,5 2,2	10,29	10,29	10,29	9,82	9,82	--
8	Übersetzungsart	Riemen i=3	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	Kett + Riemen	Kett + Riemen	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	2stfg Getr.	--
9	Generator 1/min	unten 750	unten 750	unten 1500	unten 1500	unten 1500	unten 1500	unten 1500	9 1500	11,5 1500	11 1500	7 1500	unten 1500	unten 1500	unten 1500
10	Drehkranz ca.	oben	unten	unten	unten	unten	unten	unten	7,5	12	11	27,5	27,13	26,5	27,5
11	Maststellung	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐	┐
12	Mastausführung	Rohr	Telk. Rohr	Telk. Rohr	verst. Rohr	verst. Rohr	ellip Rohr	ellip Rohr	ellip Rohr	ellip Zyl. Rohr	ellip Zyl. Rohr	Rohr	Rohr	Rohr	Rohr
13	Mastabstützung	Stangen	-	-	-	-	-	-	Podest 3 Füße	Pard. oben	Pard. oben	Pard. oben	Pard. oben	Pard. oben	Pard. oben
14	Klappscharnier	unten	unten	mitte + unten	mitte + unten	mitte + unten	mitte + unten	mitte + unten	mitte + unten	11,5 unten	11 unten	8,5 unten	9 unten	- unten	- unten
15	Zugleinrichtung	Winde	Winde	Zyld. außen	Zyld. innen	Zyld. innen	Zyld. innen	Zyld. innen	Zyld. innen	Zyld. innen	Zyld. innen	Winde	Hydr. Zyld.	Hydr. Zyld.	Winde
16	Seitenrad 2,5 Ø m Höhenkat. ca.	-	5,6	7	7	7	10	10	17	13,5	11,5	27,5	27,44	27	28,5
17	max. Klemmleistung kW	150	150	150	150	150	150	150	200	200	265	265	265	265	265
18	Bemerkungen	Seil- Dauer- Festig- keit ?	große Aus- krag- ung	Zyl. aerod Nach- lauf zu groß	schwer. Klapp- mast	hoch schwer. Klapp- mast	Mast- stabi- lität ?	Kett- Lebens- dauer Mast- stabi- lität ?	hohes Gesamt- Gewicht	Mast- stabi- lität ?	Mast- stabi- lität ?	Mast- stabi- lität ?	stab. Mast- unter- kriti- Betr.	Mast- freq. Anreg. frequ.	Seil- ab- spann- ung zu kompl.
19	ausgewählt:	-	-	-	-	-	-	-	FE- Antrag	-	-	-	X	-	-

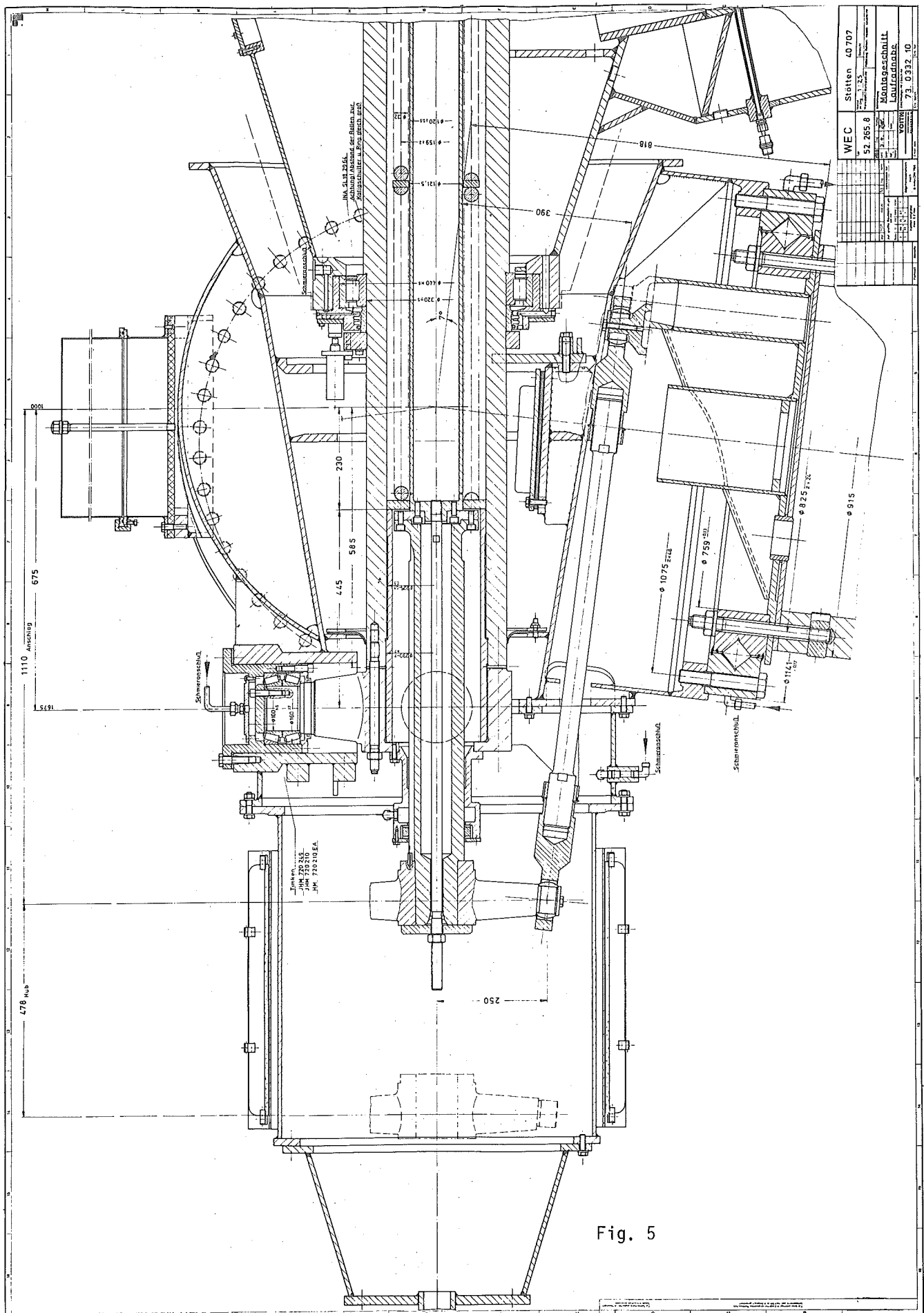
Gesamtkosten: DM 2.814.100

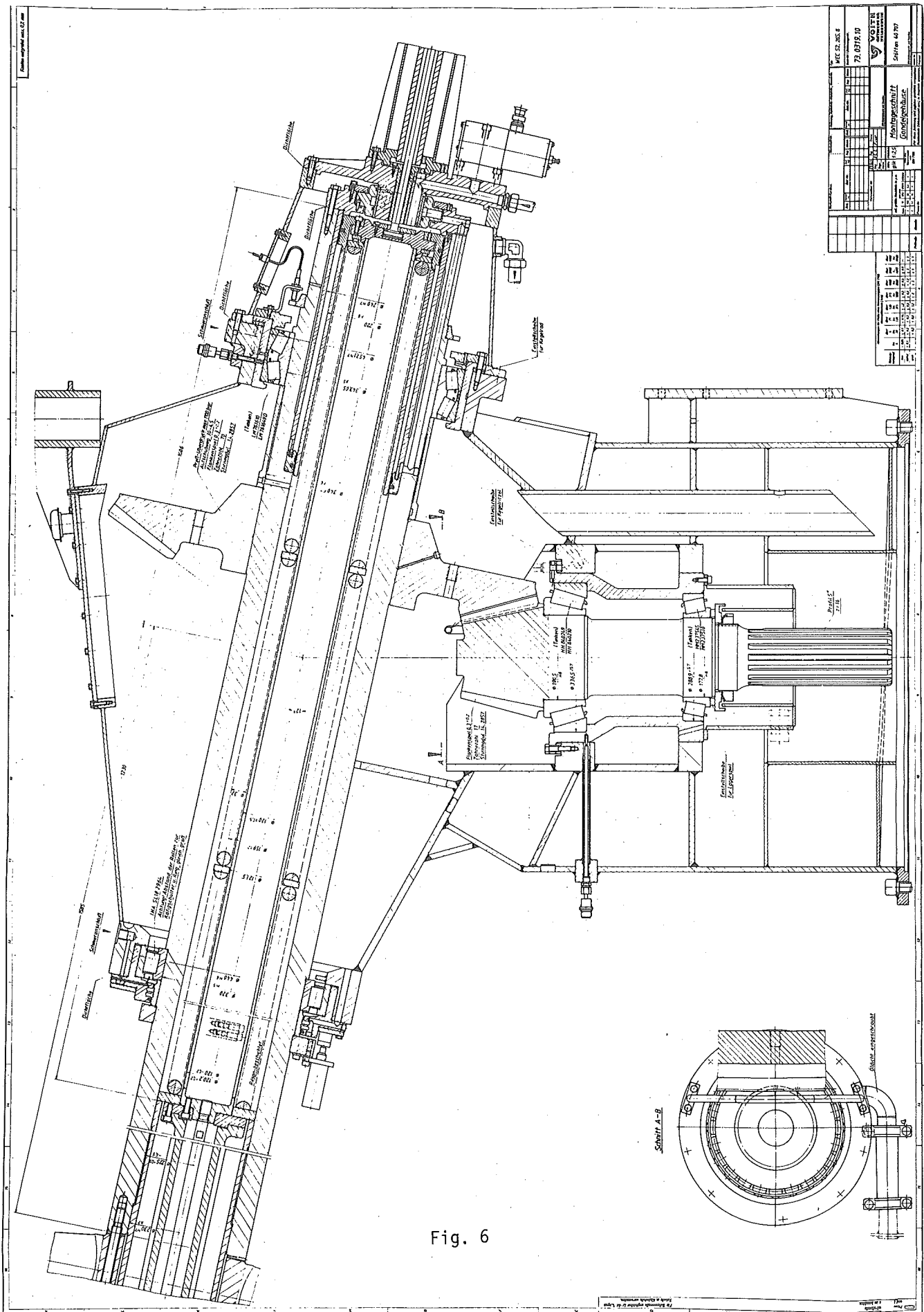
Förderanteil des Bundes: DM 1.324.400

Abk. -ungen: (6/1) geschränkter Seiltrieb (1/1)-(1/14) Schlaufenflansch
 (6/7) Gelenkwelle (4/6)-(4/14) vollkard. Aufhängung
 (8/2) zweistufig Patentanordnungen: (6/1) Seiltrieb
 (12/2) Teleskop-Rohr (14/3)-(14/12) Knickmast
 (12/4) verstärkt (15/3)-(15/10) Zugleinrichtung
 (12/5) elliptisches/zylindrisches Rohr (15/12)-(15/13) Zugleinrichtung
 (13/12) Pardunen/Stangen
 (15/10)-(15/12) Hydraulikzylinder
 (10/12) stabiler Mast/unterkritischer Betrieb
 (10/13) Mastfrequenz unter Anregungsfrequenz

Fig. 3







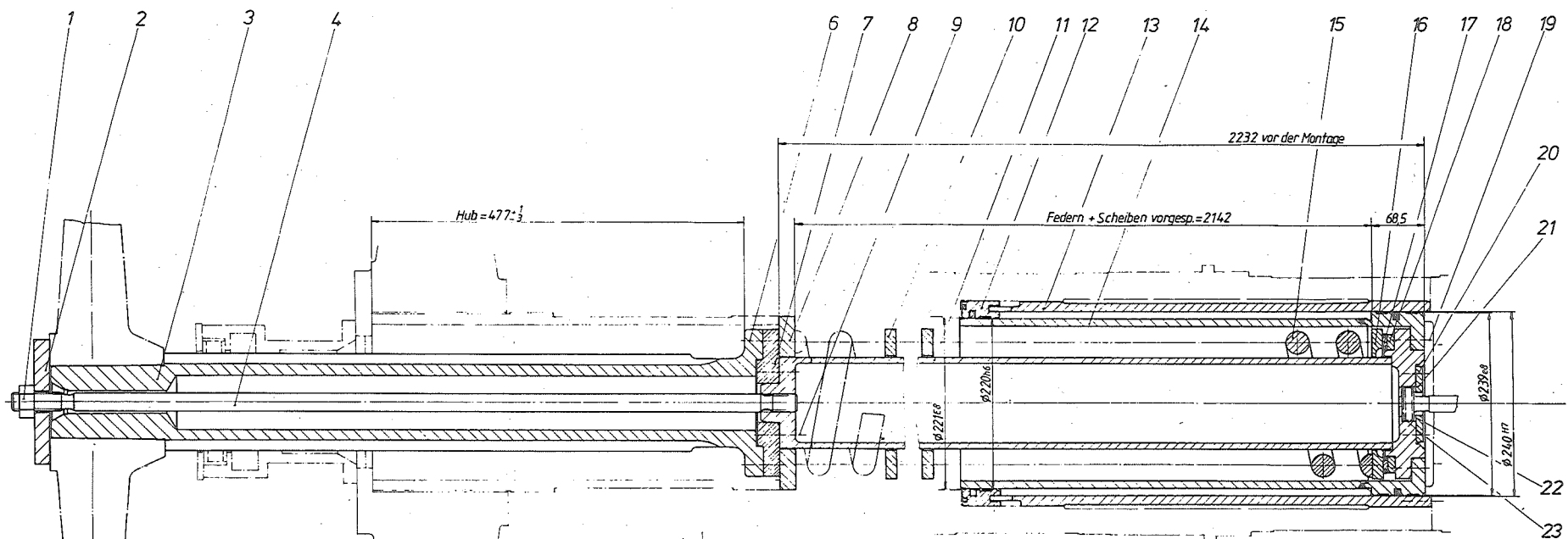
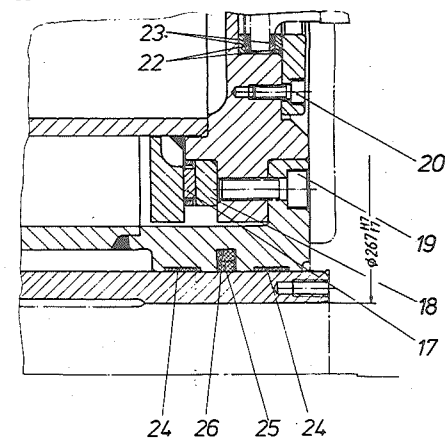
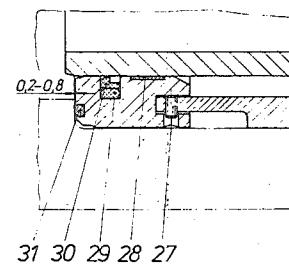
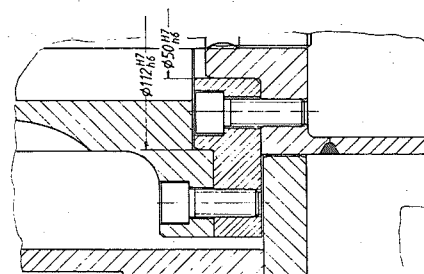
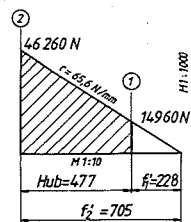
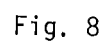


Fig. 7

Federdiagramm



Typ		WEC S2 265.0		Maßstab 1:2.5		Blatt 1.1		Sonder	
Zust.		18.10.2008		Verfasser		Gepr.		Bemerkung	
auf größte Bauteile in mm		90		Abgemessen		Zeichnungs-Nr. / Zeichner		73.0254.10	
Boden ungeteilt		nach		D nach DIN 755		Lsg. durch		Ers. für	
Palmbutt		Abstände		Lsg. durch		Ers. für			



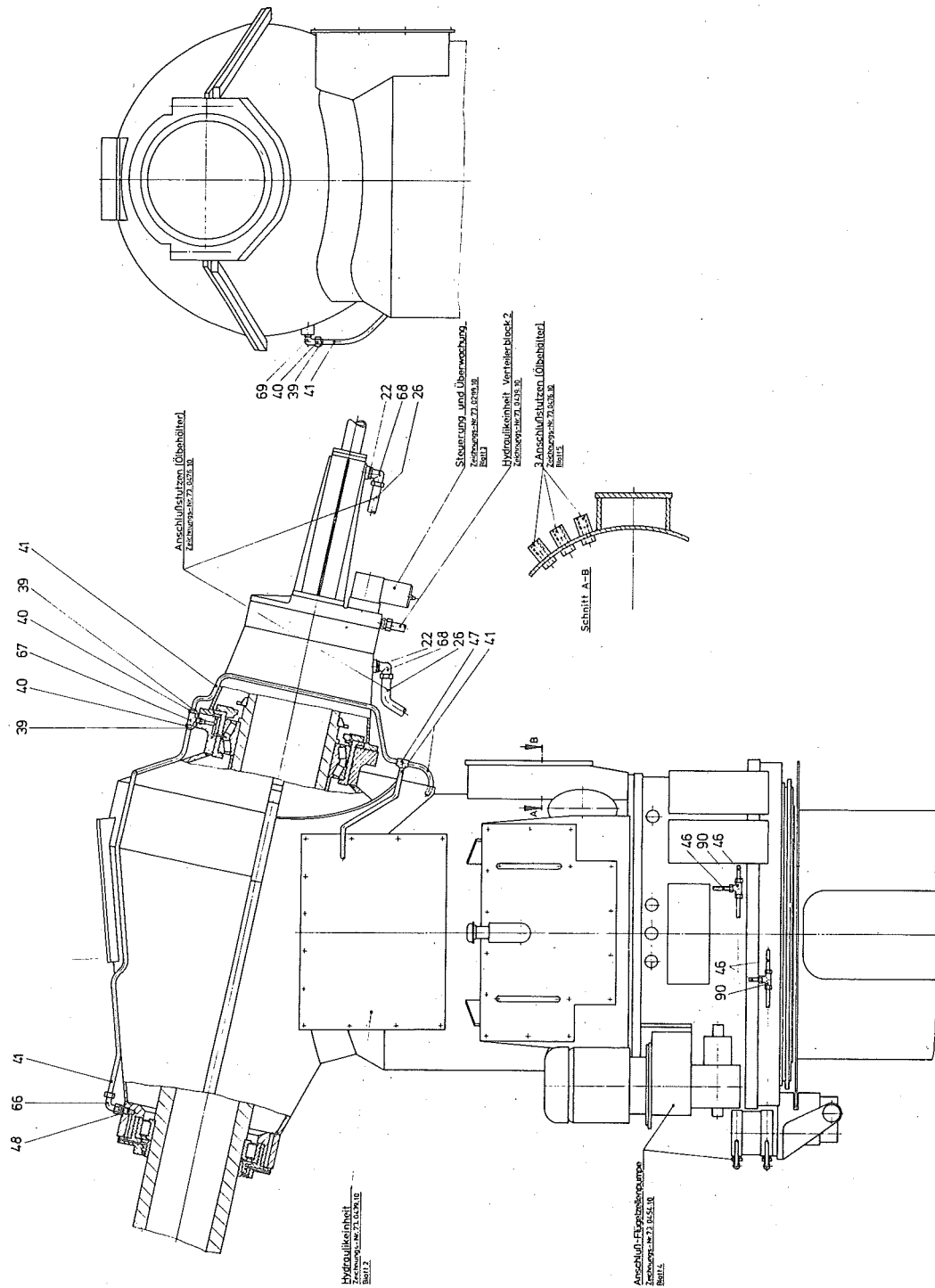
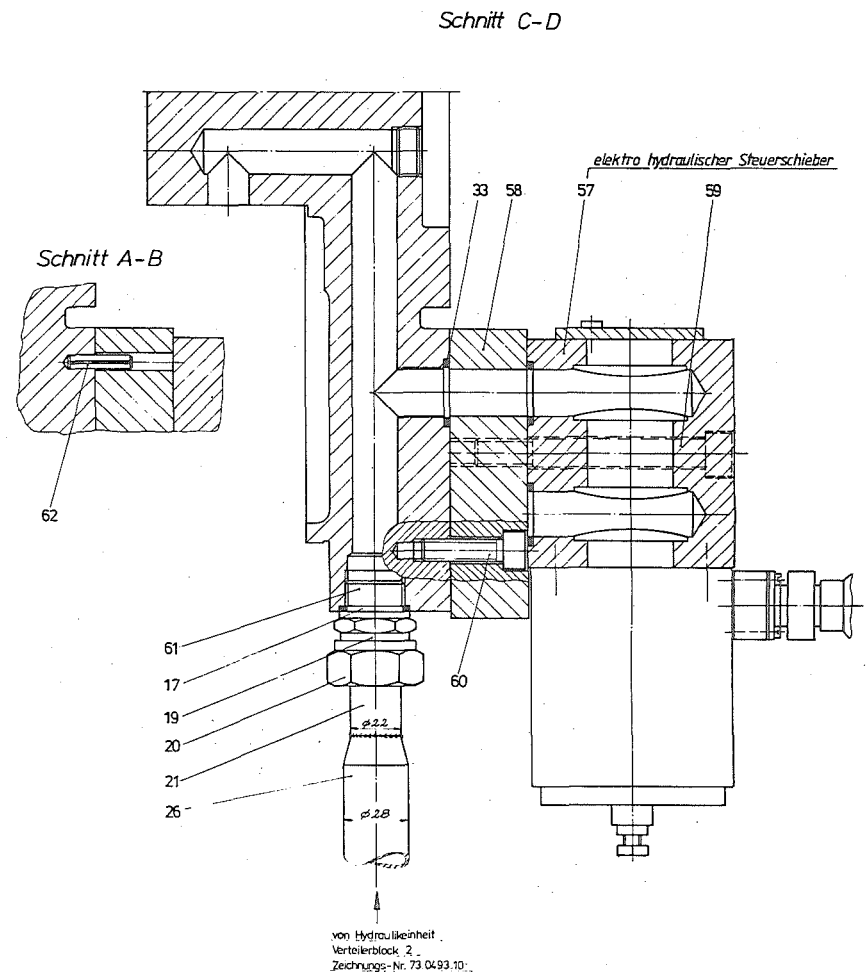
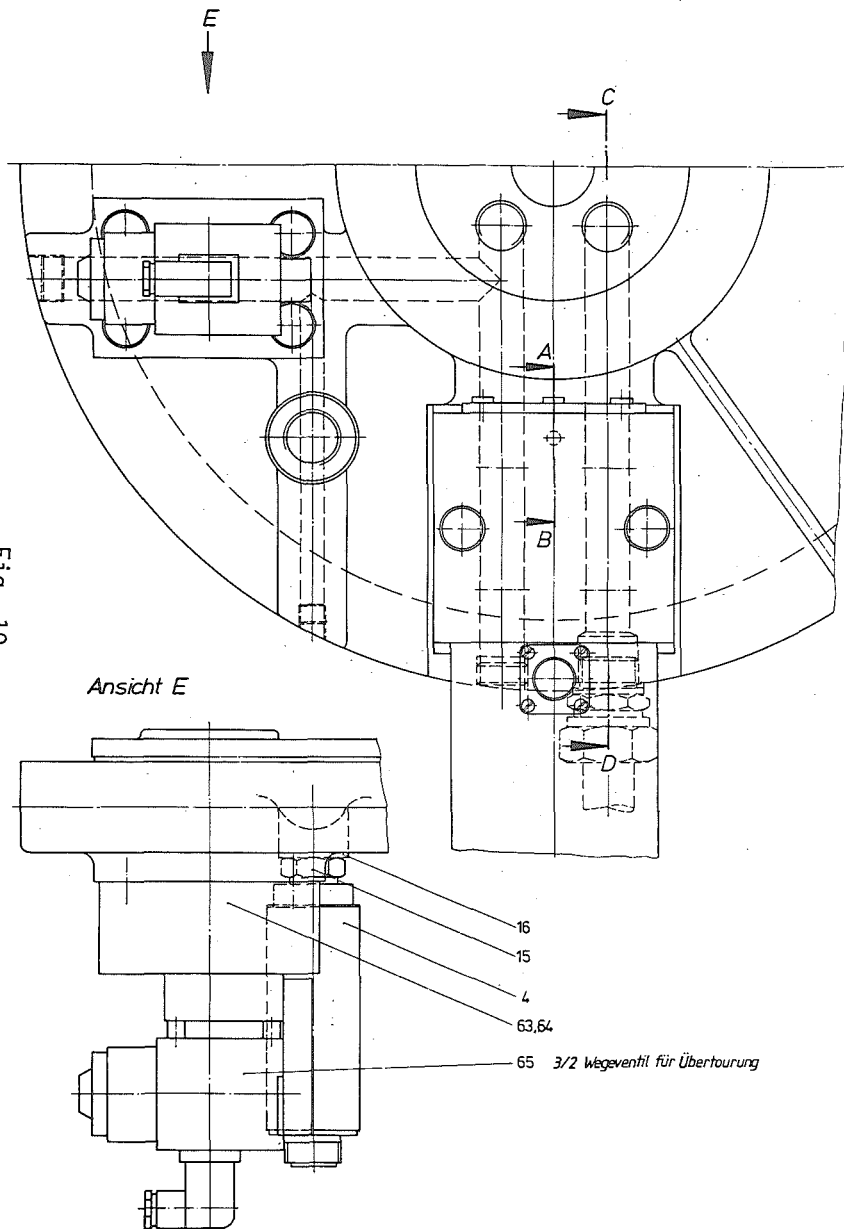


Fig. 9

[illegible]

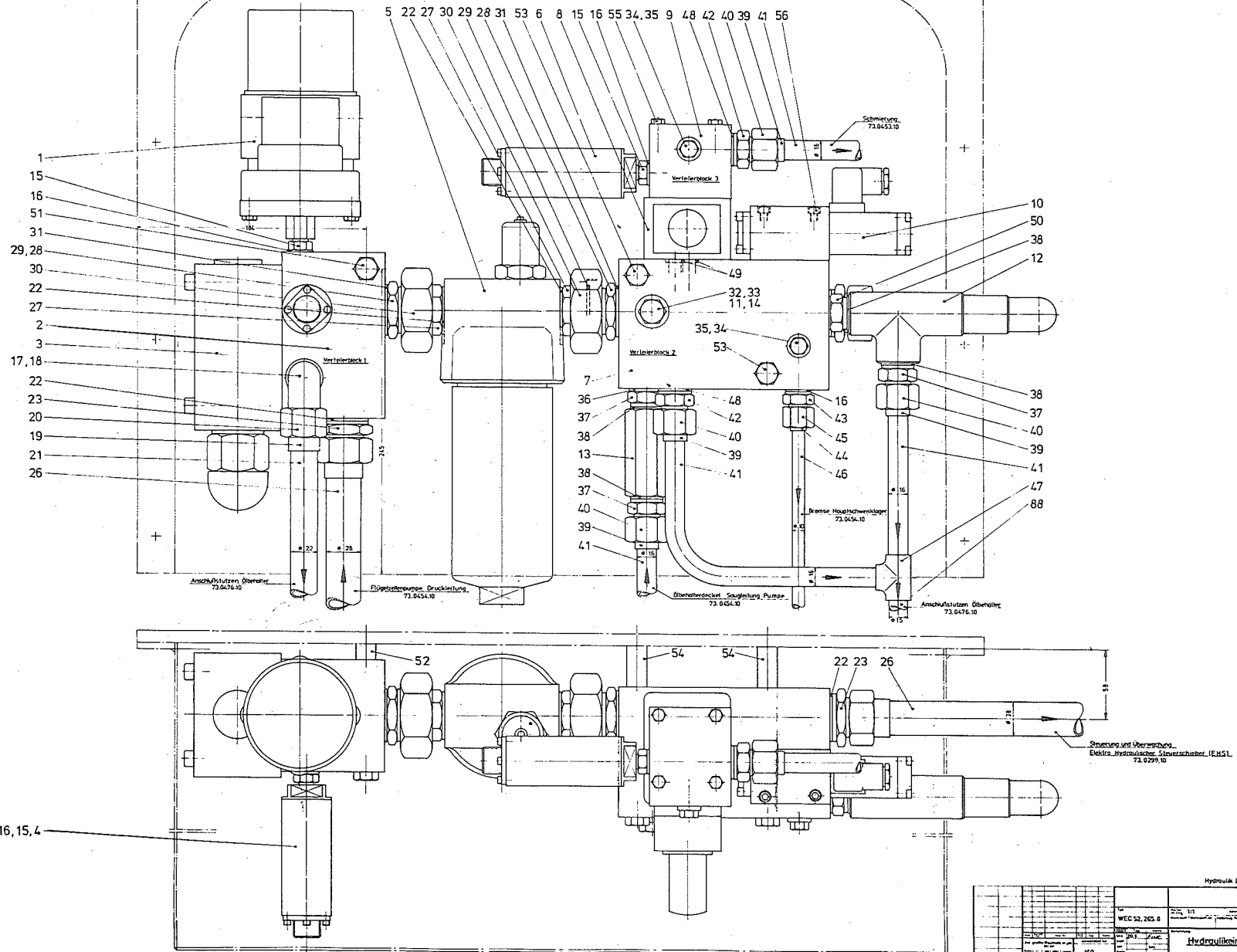
Fig. 10



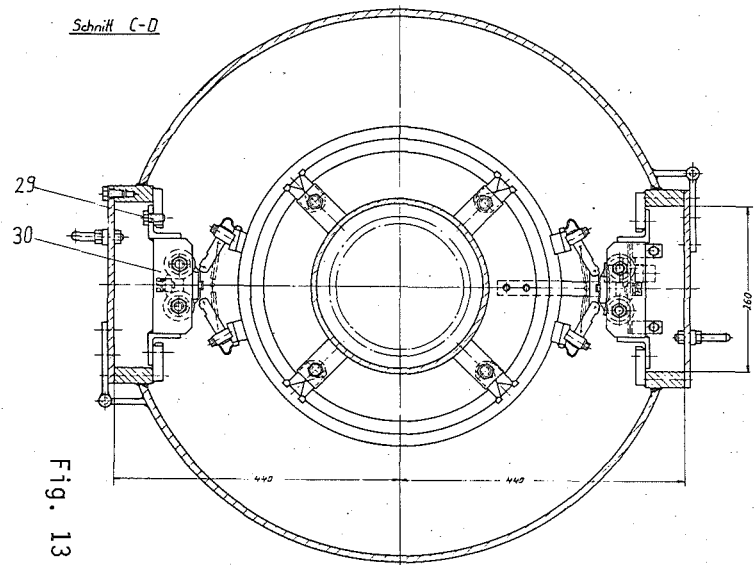
Hydraulik Bl. 3

Typ		WEC 52.265.8		Skizze	
Zusatz		1:1		Skizze	
Zusatz		Werkstoff / Material-Nr.		Herstellung, Reparatur, Modern, Ersatz-Nr.	
Zusatz		160		Steuerung u. Überwachung	
Zusatz		160		Zeichnungs-Nr. / Sach-Nr.	
Zusatz		160		73.0299.10	
Zusatz		160		Lini durch	
Zusatz		160		Lini durch	

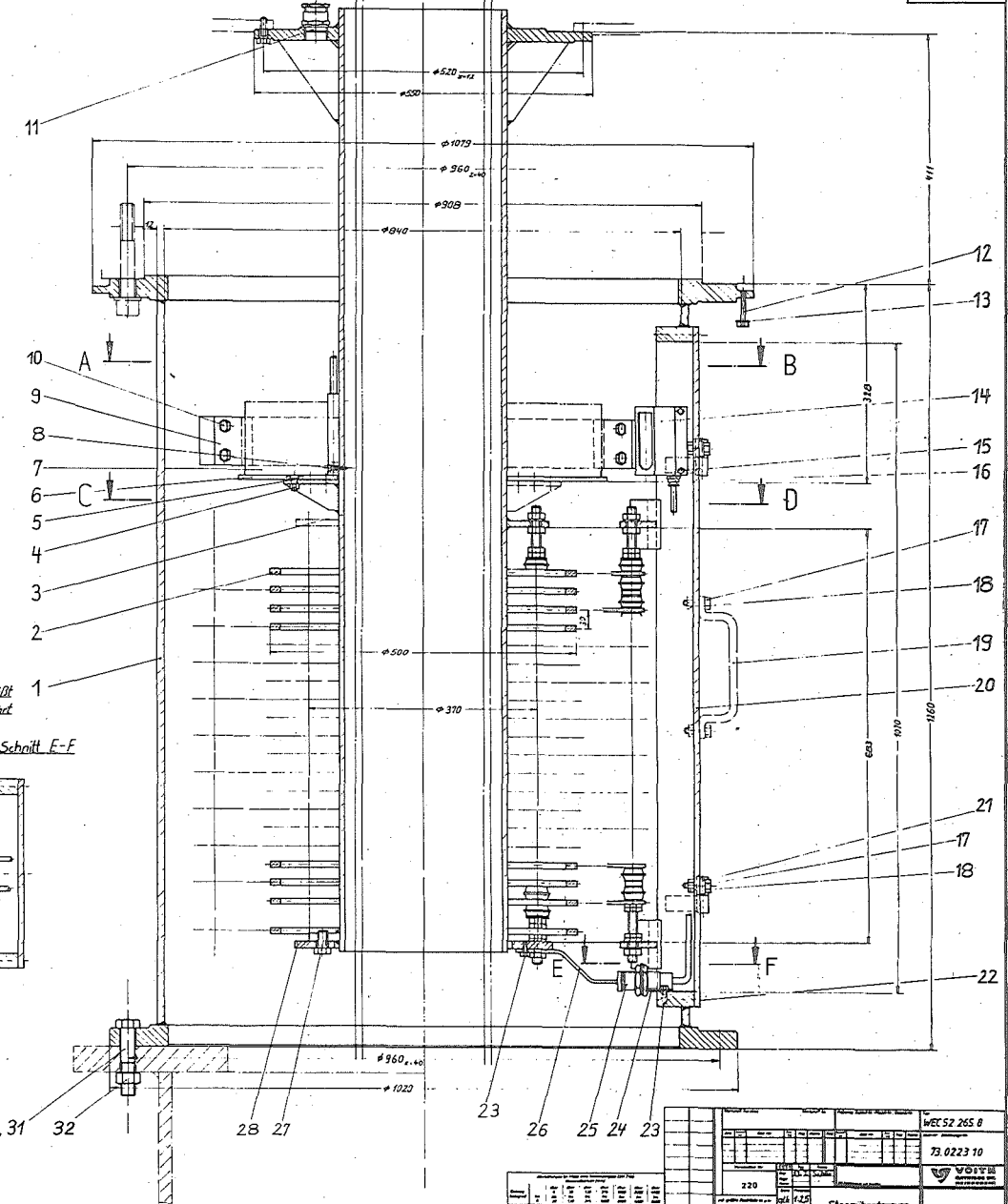
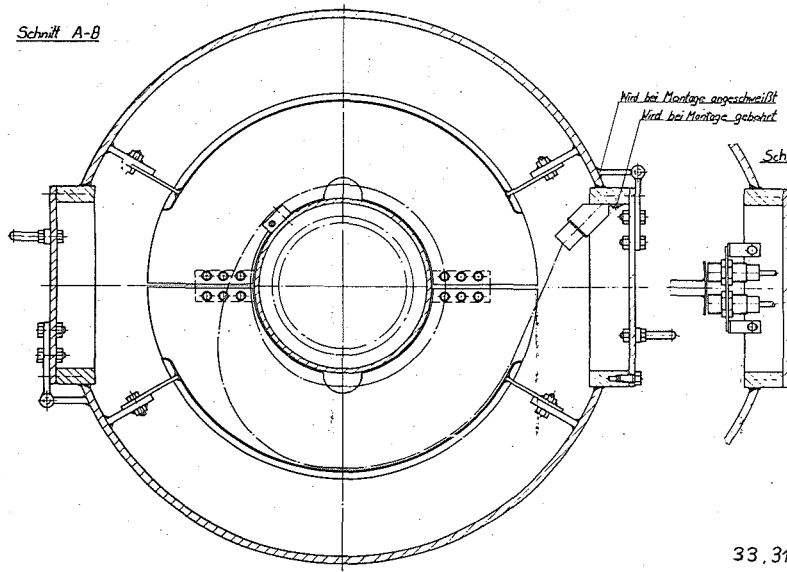
Fig. 11



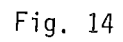
Schnitt C-D

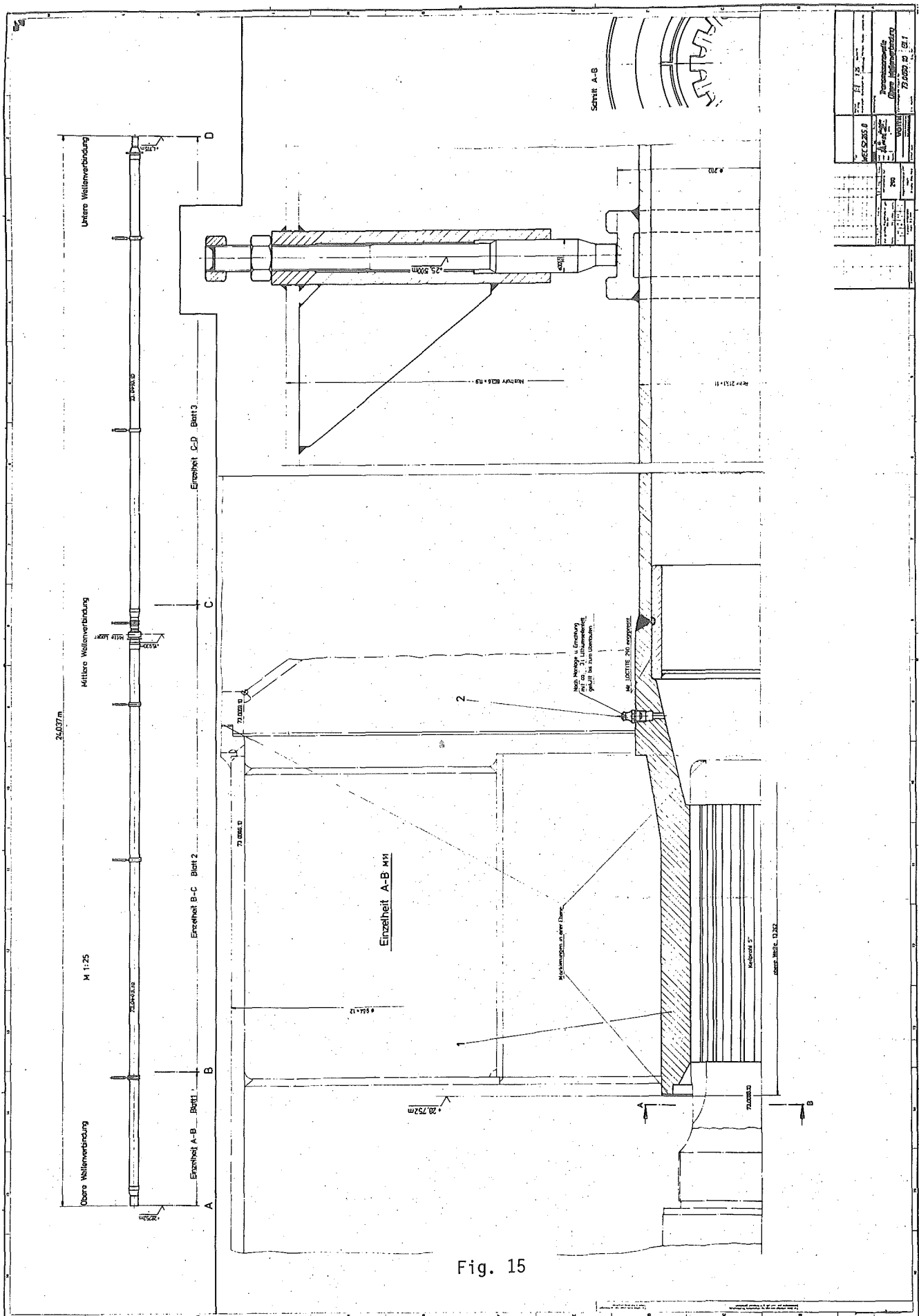


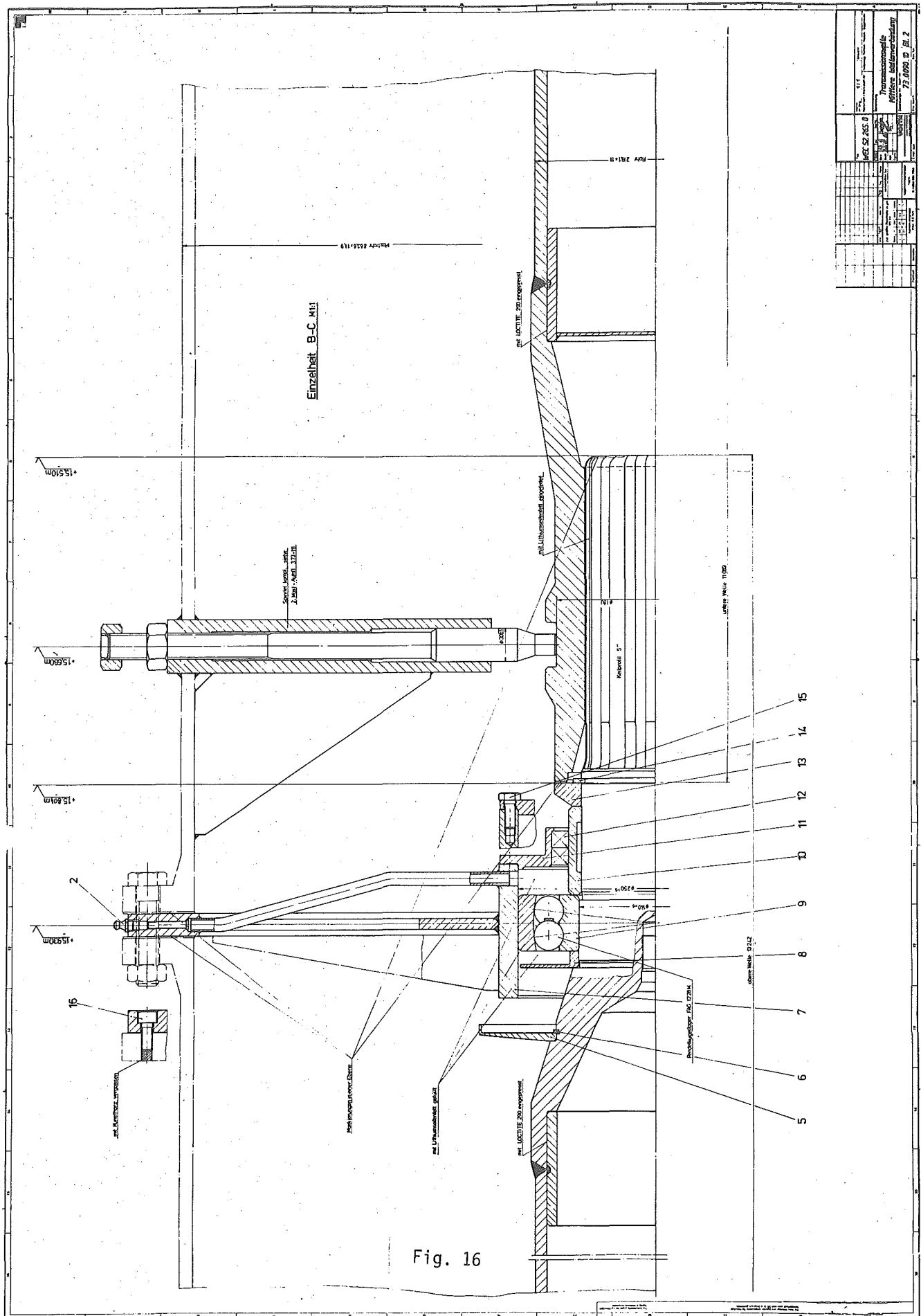
Schnitt A-B

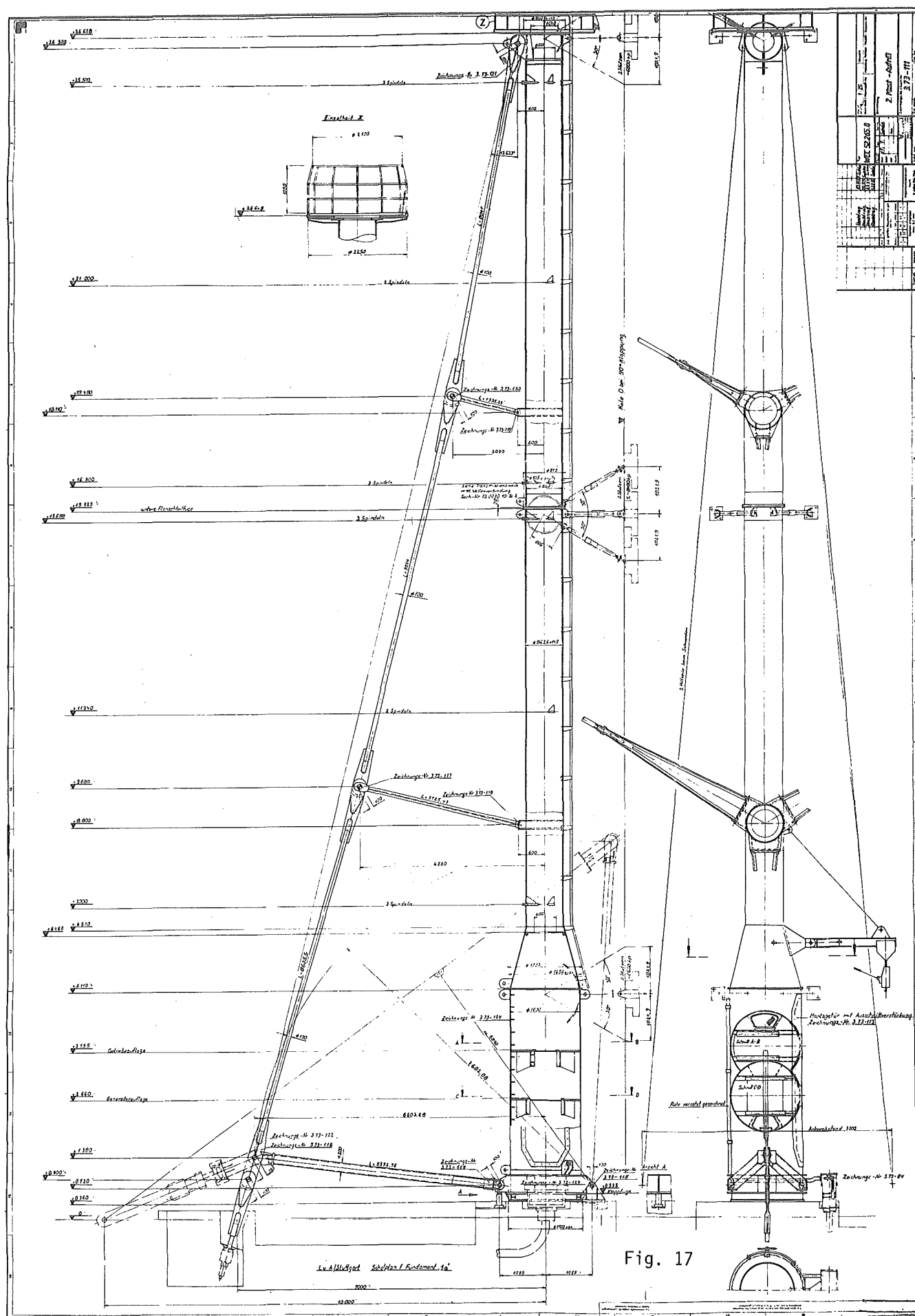


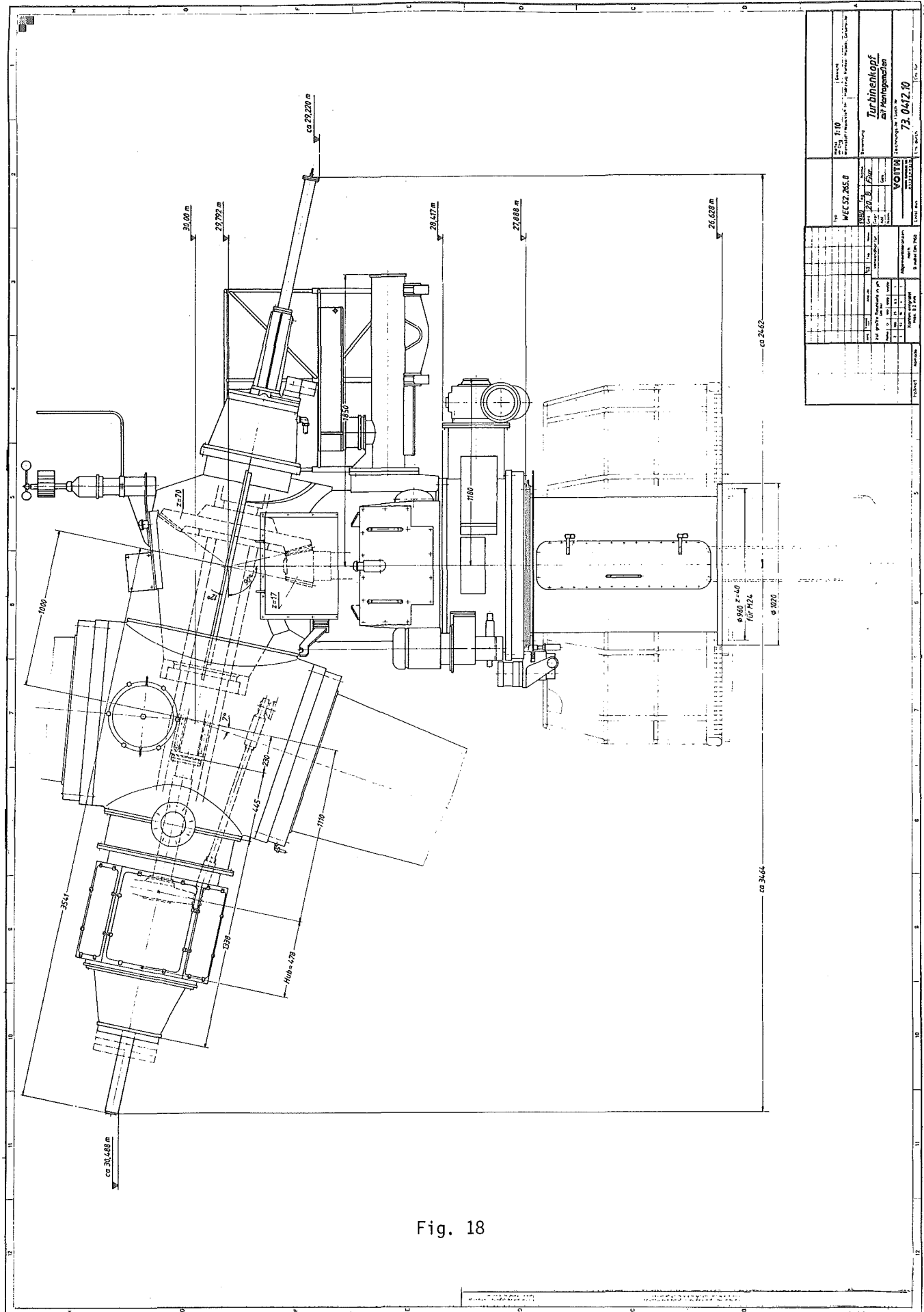
WEC 52 265 8	
73.0223 10	
Stromübertragung	







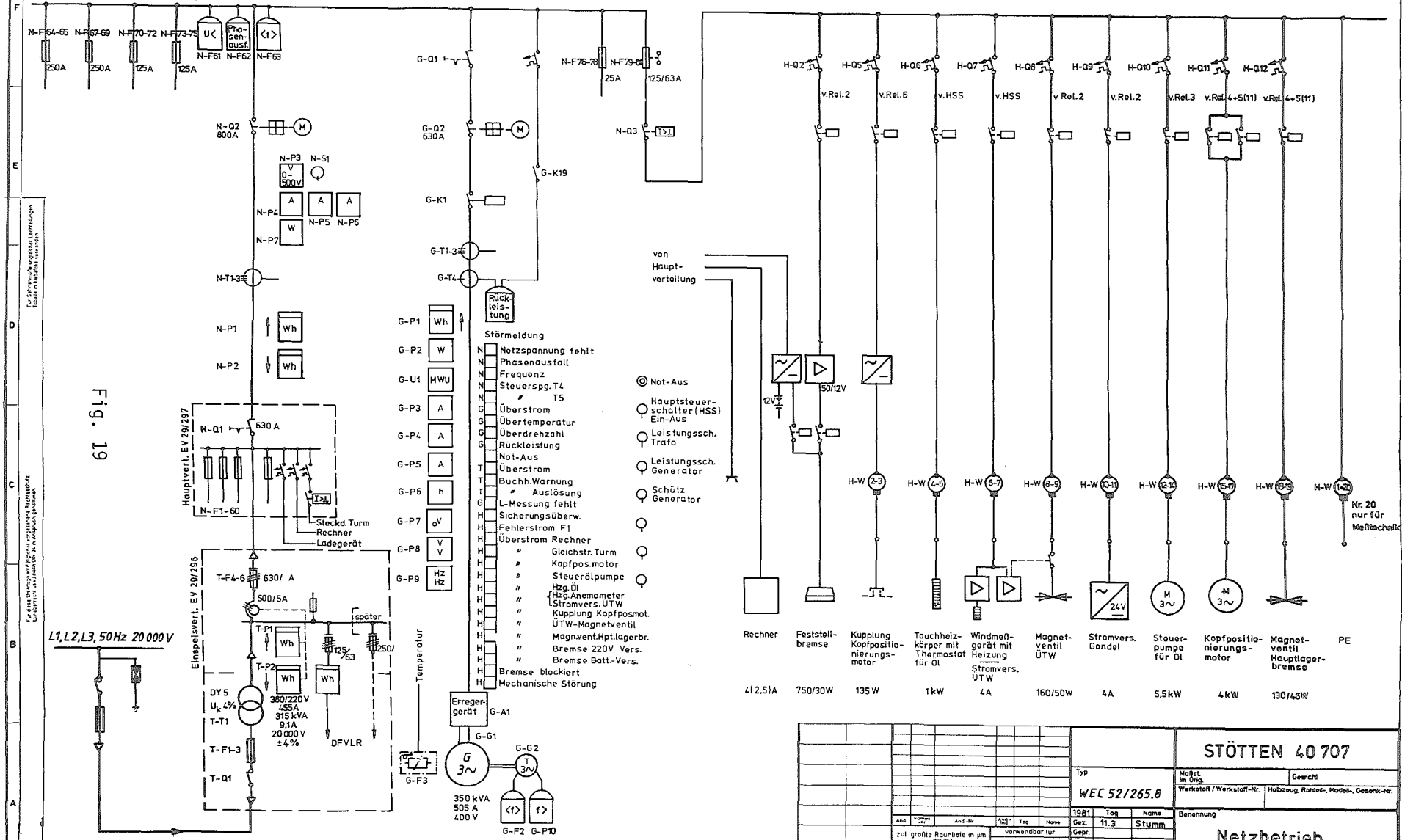




L1, L2, L3, PEN 50 Hz 380/220V

Fig. 19

L1, L2, L3, 50 Hz 20 000 V



STÖTTEN 40 707

Typ		Maßst. im Orig.		Gewicht	
WEC 52/265.8		Werkstoff / Werkstoff-Nr.		Hilfszeug, Raster, Model-, Gesenk-Nr.	
1981	Tag	Name		Benennung	
Gez.	11.3	Stumm		Netzbetrieb	
Gepr.		Ges.		Zeichnungs-Nr. / Sach-Nr.	
Abt.		Ers.		EV 28/1218e	
Norm		Ers.		Ers. durch	
VOMIT		Ers.		Ers. für	
Allgemeintoleranzen		nach		Entst. aus	
zul. größte Rauhtiefe in µm		B mittel DIN 7165			
Kanten entgristet		max. 0,2 mm			

**THE CONCEPTUAL DESIGN OF THE
HIGH SPEED RATIO WIND ROTOR FOR THE
52 M DIAMETER HORIZONTAL AXIS VOITH WIND ENERGY CONVERTER**

W. Weber

Voith Getriebe KG, Federal Republic of Germany

Summary

The Voith wind turbine is a development of a horizontal axis turbine with two blades fully constructed in composite materials. It is designed either to supply electric power with a 265 kW generator to an electric grid or to be an independent electricity source for specific tasks in highly developed countries and in remote areas. For this reason the conceptual philosophy of this wind turbine goes in a slightly different direction to other developments of wind energy converters actually designed and in operation, a situation, which may be explained in the first chapter.

1. Specific power installation

According to the measurements of mean wind velocity distribution in Germany in /1/ as shown in Fig. 1, there is an evident difference between the coastal region with high mean wind velocity and inland areas with lower wind areas. The Voith wind turbine is designed specially for inland areas with a mean wind velocity of 4-5 m/sec. This wind distribution profile is not restricted to Germany. It is essentially also found in other countries. Therefore the Voith wind turbine is usable worldwide mainly in inland areas of most continental countries. For this region the right specific power installation should be analyzed.

The major distribution to the solution of this problem and the resulting conception of the wind rotor shape we obtained from U. Hütter.

According to his studies and the calculation based on different wind power measurements on several weather stations in Germany it is possible to describe the variation of the yearly wind power output from a specific power installation factor

$$\pi = \frac{P_R}{A}$$

with P_R = rated power

and A = rotor disk area

The results of calculations in /2/ demonstrate that a clear dependence exists of the zero operation time/year on this specific power installation factor π .

Fig. 2 gives a relative feature of this dependence on the mean wind velocity V_{10} measured at a height of 10 m. This figure shows that there is a need of low power installation factor π , if the wind turbine installation point lies in low wind regions of a country in order to get a fairly continuous delivery of wind energy. The Voith WEC 52/265.8, therefore with a factor of $\pi = 125 \text{ W/m}^2$ has about the same operation time/year as the German Project GROWIAN with $\pi = 380 \text{ W/m}^2$ on an installation point in the costal area of the North Sea. The ge-

neral trend in many wind power developments is towards high factors and installation points with high mean wind velocities.

2. The choice of the speed ratio

The idea of the designed concept is to test a high-speed wind turbine with an efficient blade performance. According to the extensive studies of U. Hütter for the Voith wind turbine at the testfield in Stötten - the same place where the former W 34 were in operation from 1956 till 1964 - the maximum extractable wind power in Stötten and on comparable sites in central Germany is possible at a representative mean wind velocity of $V_{10} = 6,3 \text{ m/s}$ at 10 m height as seen in Fig. 3.

For this wind speed the portion of the total energy output reaches a maximum, if the frequency distribution of the wind velocity after /1/ represented by different mean wind velocities is taken into account. Even though the low wind velocities reach the highest frequency distribution for the two stations selected as representative for the general - in Fig. 3, they do not get the most position of the possible energy output/year, the same situation as with the low frequency distribution of the high wind velocity of $V_{10} = 9 \text{ m/s}$ and of $V_{10} = 11 \text{ m/s}$.

Based on the wind velocity of $V_{10} = 6,3 \text{ m/s}$ and a constant angular velocity of $\omega = 3,9 \text{ 1/sec}$ ($n = 37 \text{ rev/min}$) the Voith wind energy converter has a designed tip speed ratio of

$$\lambda_T = \frac{\omega \cdot R}{V_{10}} = 16$$

with the rotor tip radius $R = 26 \text{ m}$
and reaches the rated power at

$$\lambda_{TR} = 12 \quad (V_{10} = 8,7 \text{ m/s})$$

a ratio, which is an upper limit in respect to other wind turbines as mentioned in Fig. 4.

The consequence of this layout for the construction of the whole rotor gives some advantages and on the other hand some problems, which are outlined in the following context.

3. The effects of the high tip speed ratio

a) The blade shape

Following the classical way of determining the optimum performance of wind turbines as published in /3/ and /4/, the designed speed ratio requires a certain contour form of the blade. The result for the Voith rotor is a wing blade which is extremely slender compared to other blade configurations as shown in Fig. 5.

The main geometric parameters are

$$\text{the aspect ratio of one blade } AR = \frac{R^2}{A_B} = 39$$

$$\text{the taper ratio } \tau = \frac{t_T}{t_{\max}} = 0,27$$

$$\text{and the solidity factor of the rotor } \sigma = \frac{A_B}{A} = 0,016$$

with A_B = blade area
 t_{\max} = maximum chord length
 t_T = chord length at blade tip

The blade twist has a range of

$$\Delta \beta_s = 7^\circ$$

in the relevant blade section from 6 m up to 26 m radius.

One designed goal for this rotor is to operate the wind turbine in a 1 p-upper-critical working range. In order to realize the required stiffness and mass distribution for these frequency and response calculations, the construction of the blades is only possible with the use of advanced composite technology. This

construction technique was solved in close collaboration with the helicopter division of the German aircraft manufacturers MBB, of whom we shall hear more in this meeting.

b) The power coefficient

Going back to the definition of the power coefficient

$$C_P = \frac{P}{\frac{\rho}{2} \cdot V_{10}^3 \cdot A}$$

with ρ = air density and the former definition of V_{10} and A , the power P can have under constant conditions of the other terms, different definitions:

In idealized conditions, which means without drag, the power coefficient is independent of the lift/drag ratio (L/D) of the profiles:

$$C_{pid} \neq f(L/D)$$

In Fig. 6 this idealized power coefficient C_{pid} for the Voith rotor reaches its best values at a mean wind speed

$$5,5 \text{ m/s} \leq V_{10} \leq 6,5 \text{ m/s}$$

But, in general there is a strong influence of the profile drag on the power coefficient as it is published in /5/ and seen in Fig. 7.

With the increasing tip speed ratio a increasing L/D ratio is required to get a good performance of the rotor. The influence of L/D ratio is usually expressed by an efficiency factor $\eta_{L/D}$.

$$\eta_{L/D} = f(L/D)$$

For structural reasons with increasing bending and torsional moments and therefore necessary growing inertia moments towards the blade root it is not possible to have a constant L/D ratio over the rotorblade at all radii. Thus, the Voith rotor blade with the given thickness distribution has a profile variation going from the thick profile GÖE 642 in the inner parts to the thin profile WH 301 in the outer parts of the blades, as is demonstrated in Fig. 8.

The L/D-ratio distribution is similar to the measured values of the Wortmann FX-W profile family going from about L/D = 30 in the 6 m section up to L/D = 150 at the blade tip. The calculation of L/D efficiency factor is given in Fig. 9.

For the representative radius of $r = 0,75 R$ the L/D efficiency decrease not very much in the case of optimum pitch angle with $\Delta \beta_s = 0^\circ$, between $\lambda_T = 18$ which indicates a good utilisation of the profiles by the designed tip speed ratio of $\lambda_T = 16$.

From Fig. 7 it can also be seen that the influence of the number z of blades to the power coefficient c_p of the rotor decreases with increasing tip speed ratio and therefore does not tremendously effect the Voith rotor with a designed tip speed ratio of $\lambda_T = 16$.

The effect of the number of blades z can be expressed in an analogous matter to the L/D influence, which means, to calculate an efficiency factor η_z . The factor is consequently a function of the tip speed ratio λ_T

$$\eta_z = f(\lambda_T)$$

Including all effects, the integrated mean power coefficient of the whole rotor becomes finally

$$c_{pg} = \eta_z \cdot \frac{1}{R} \int_0^R c_p \cdot \eta_{L/D} dr$$

The results are given in Fig. 10. The Voith rotor will have a range of operation between a cut-in wind velocity of $V_{10} = 4,5$ m/s and a cut-out wind velocity of $V_{10} = 25$ m/s.

The rated power will be reached at $V_{10} = 8,7$ m/s mean wind velocity. An impression of the rotor loading conditions give the mean lift coefficient c_a of the rotor blades. It can be seen that with decreasing tip speed ratio the lift coefficient c_a of the blades increases up to the rated power. At the rated power and with further increasing wind velocity the mean lift coefficient goes back again, while there is no need to use the whole capable wind energy. The blade pitch angle should be turned toward the lower angle of attack.

4. The consequences of the high performance blades on the construction and the aeroelastic behavior

To conclude the presentation of the designed Voith rotor concept in respect of power optimisation it is necessary to give a survey of the consequences on structural and aeroelastic behavior of the blades. The rotor as presented here, has in some aspects considerable advantages.

a) The slender blades with low blade area give a considerable mass reduction compared to bigger blades with low designed tip speed ratio as shown in Fig. 5. Therefore the alternating in-plane bending moments and forces due to the gravitational loads, the gyroscopic moments and other mass related characteristics are reduced.

b) In the loading cases of high wind speed with no rotating blades the blade root moments are in the same order as the moments at rated speed and have no greater problems than the moments at rated speed.

c) The high rotation speed of the rotor shaft reduces the needed gear ratio to the generator and reduces consequently the loss of efficiency due to this gear ratio.

d) The torsional natural frequency of these slender blades are high, which has a positive effect on the aeroelastic stability behavior.

On the other hand the chosen rotor concept has also realisation difficulties, which are to be solved.

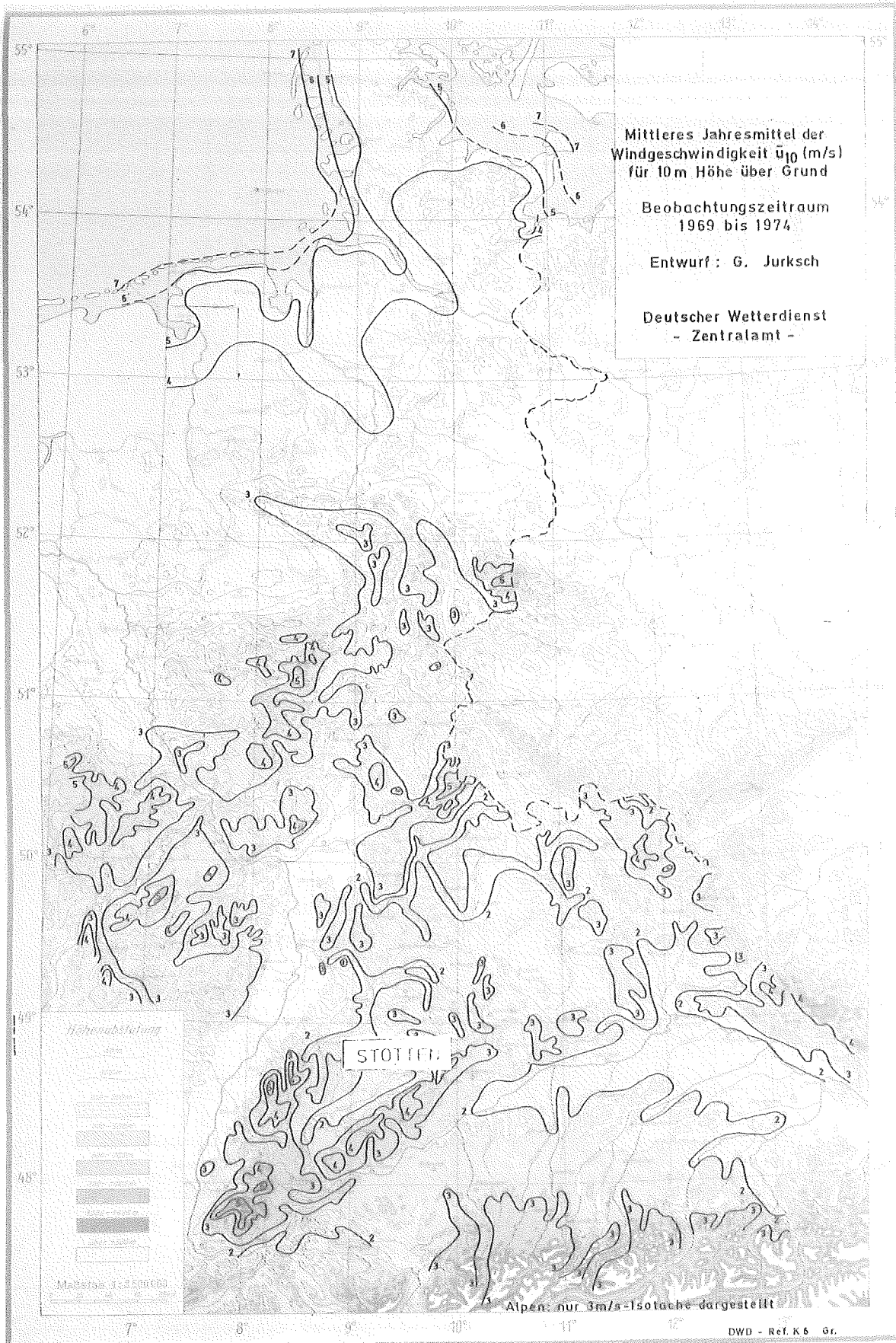
a) The L/D ratio requires an aerodynamic performance which results in a necessity for composite materials with surface conditions of the blades comparable to the wing configurations of modern plastic competition gliders.

b) The required stiffness and mass distribution for this slender blade is only possible to realize through the extensive use of carbon fibre composite material. Both the components and the handling process are relatively expensive. But on the other hand, a mass production of rotor blades in this configuration will bring the cost to a lower level.

The presented development of the Voith rotor will expect some improvements for wind power utilisation. A final evaluation will give the operation of the wind turbine and the related study of the cost effectiveness of the concept.

References

1. Benesch, W. et al.: "Wind conditions in the Federal Republic of Germany with reference to wind energy utilisation". Berichts des Deutschen Wetterdienstes Nr. 147 (Report 147 of the German Meteorological Service) Selbstverlag Offenbach/Main, 1978. (In German).
2. Armbrust, S. et al.: "Wind energy utilisation. Part 3 of the study Energy sources for tomorrow". Programmstudie des BMFT, Umschau Verlag, Breidenstein KG, Frankfurt/Main, 1976, p. 104. (In German).
3. Hütter, U.: "The aerodynamic layout of wing blades of wind turbines with high tip speed ratio". Bericht E/Conf. 35/W/31 zur Konferenz der Vereinten Nationen (United Nations Conference), Rome 1961.
4. Weber, W.: "Optimal rotary blade layout for horizontal wind energy converter". Zeitschrift für Flugwissenschaften, 23, 12, December, 1975. (In German).
5. Molly, U.P.: "Wind energy in theory and practice, fundamentals and application". Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1978, p. 36. (In German).



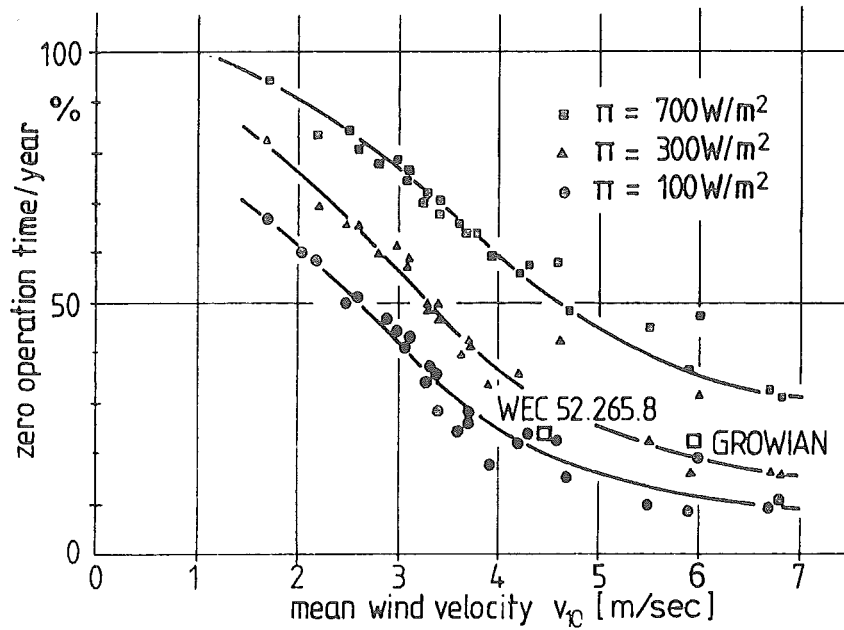


Fig. 2: Zero operation time/year for different power calculations on 25 weather stations throughout Germany

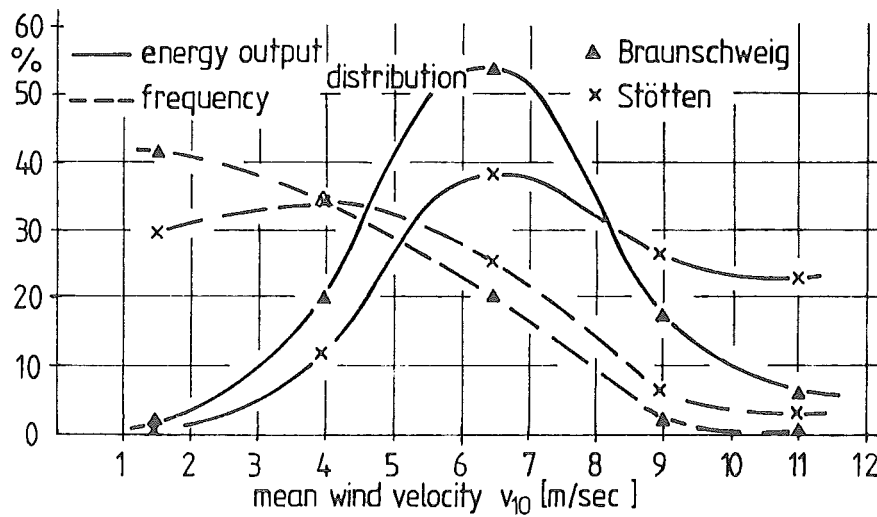


Fig. 3: Frequency distribution of mean wind velocity and annual energy output distribution per year of two selected weather stations in Germany

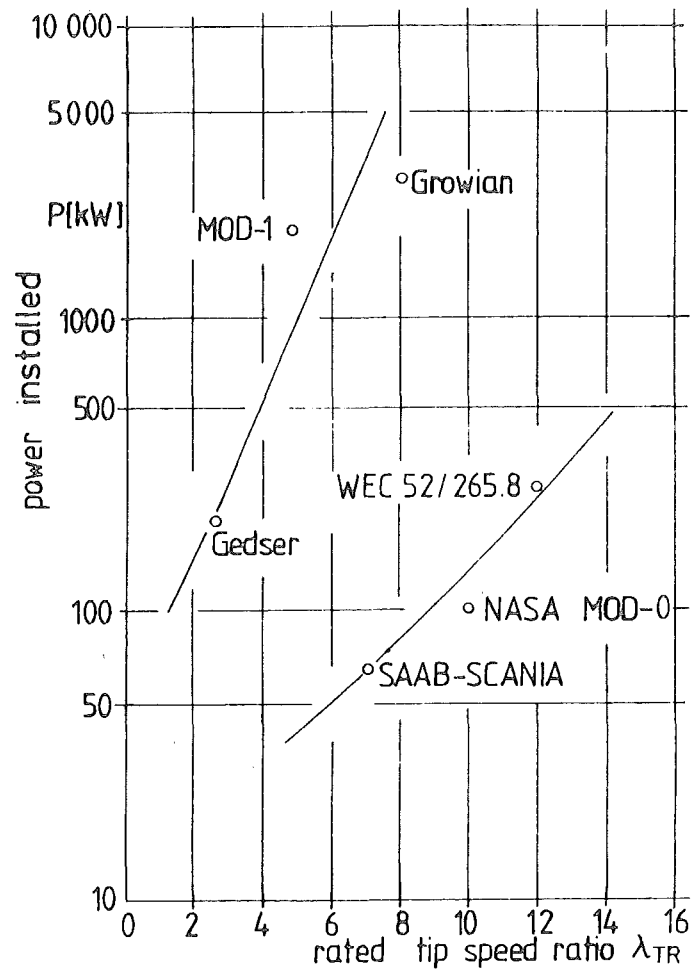
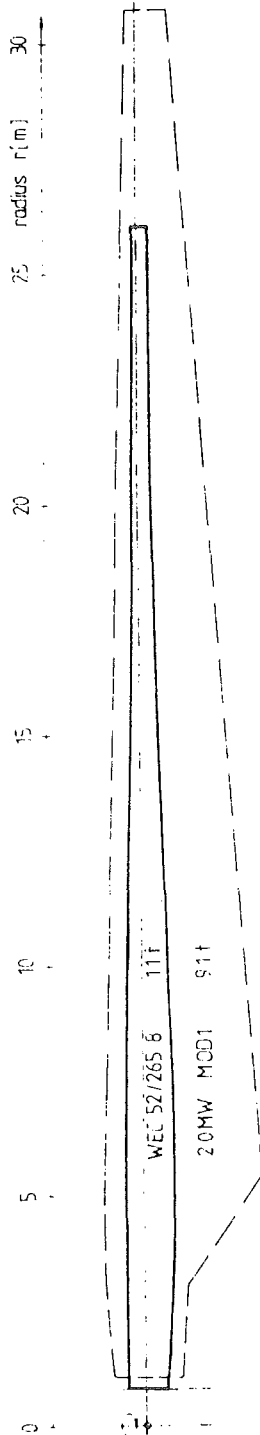


Fig. 4: Comparison of trends in the design of power installation on different wind turbines

Fig. 5: The blade geometry of the Voith WEC 52/265.8 wind turbine in relation to the GE MOD-1 rotor blade

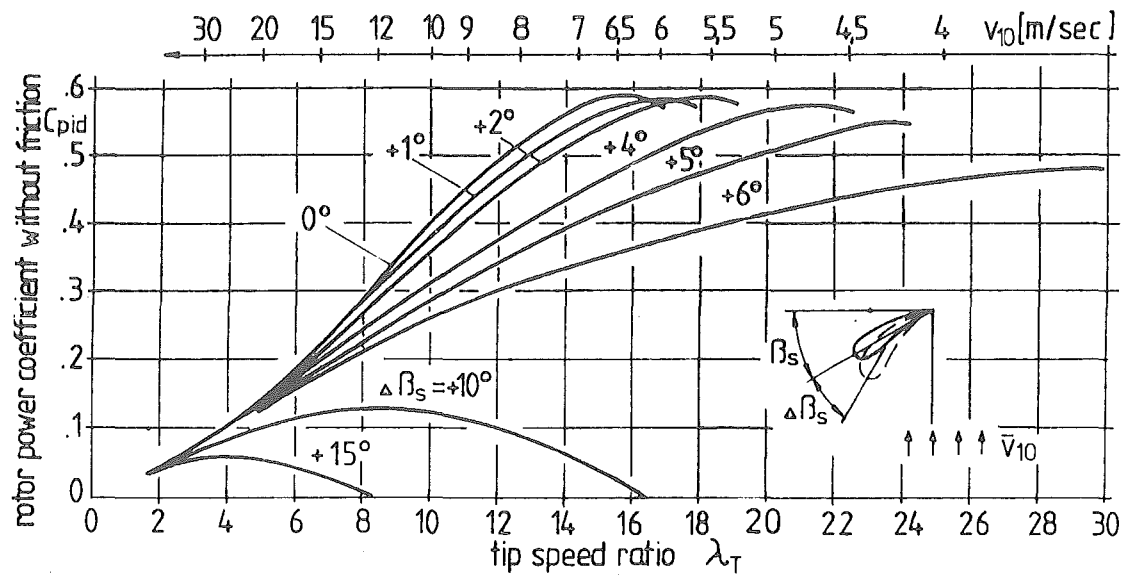


Fig. 6: The power coefficient of the WEC 52/265.8 rotor concept in idealized condition without friction

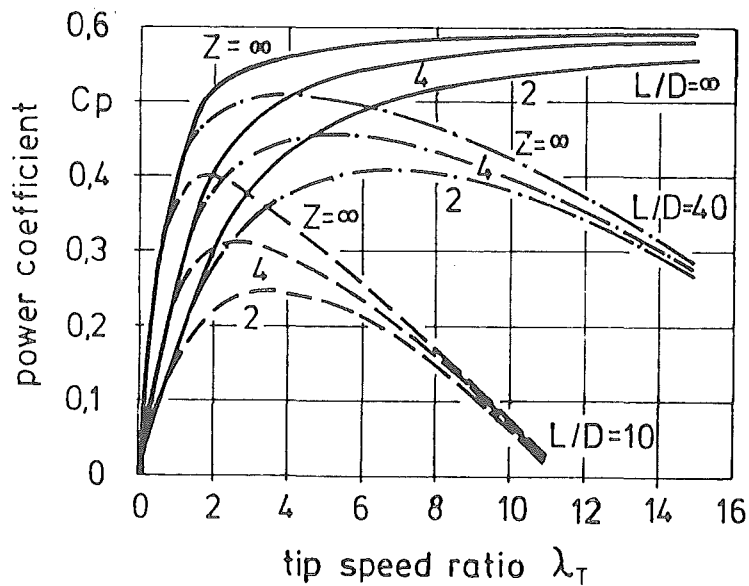


Fig. 7: The influence of the lift/drag ratio L/D , and the number of blades z on the power coefficient

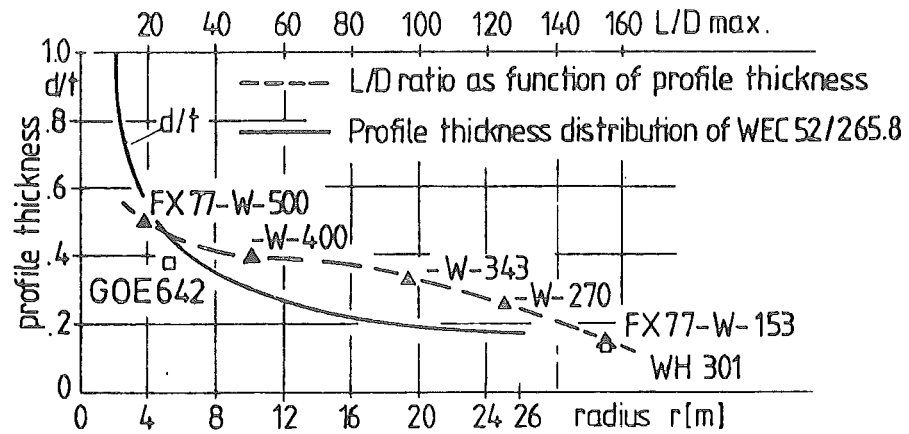


Fig. 8: The distribution of the thickness d/t over the rotor blade and the associated L/D ratio as a function of thickness ratio d/t

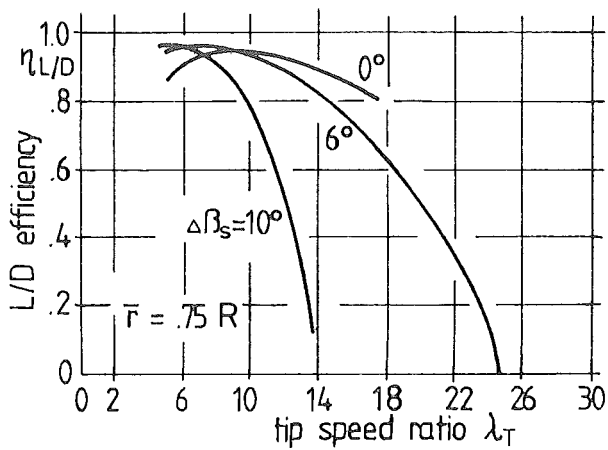


Fig. 9: The efficiency of the L/D ratio by different blade pitch angles $\Delta\beta_s$ at the representative blade radius $r = 75\% R$

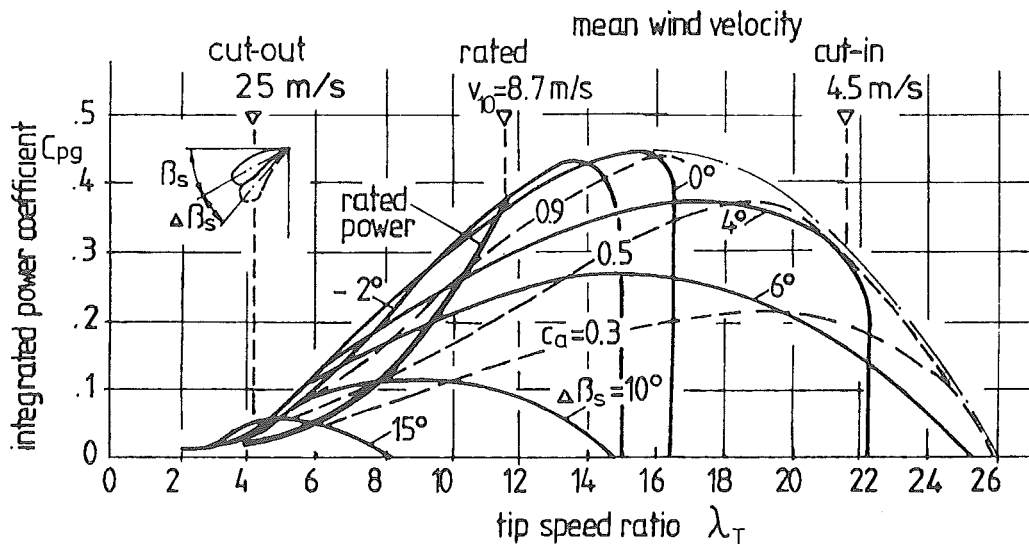


Fig. 10: The characteristics of specific power c_{pg} versus tip speed ratio for the Voith wind rotor

Forschungsvorhaben ET 4344 A

"Schwingungsmessungen an einem Zweiblatt GFK/CFK -
Windturbinenrotor des WEC 52/265.8 mit Hilfe einer
16-Kanal-Telemetrieanlage"

Werner Spittler

Voith Getriebe KG, Heidenheim

Inhalt:

1. Einleitung
2. Meßaufgabe
3. Komponenten der Telemetrie - Meßeinrichtung
4. Teilmontage der Telemetriedatenkomponenten
5. Aktueller Montagestand
6. Terminaussicht

1. Einleitung

Im Rahmen unseres Forschungsvorhabens ET 4104 A mit dem Titel "Entwicklung, Bau und Erprobung eines Windenergieconverters WEC 52/265.8" wurde sehr schnell deutlich, daß besonderes Augenmerk auf die Ausführung des Rotors bzw. dessen Blätter gelegt werden muß.

Für den Bau der Rotorblätter wurden Wege mit neuen Technologien und Konstruktionsweisen beschritten. Es wurden Rotorblätter in Faserverbundbauweise entwickelt und für die Primärstruktur CFK mit T 300 Fasern verwendet.

Mit diesem Anwendungsverfahren erbrachten umfangreiche Berechnungen hinsichtlich Festigkeit, Steifigkeit und Strukturdämpfung gute Ergebnisse.

Den Berechnungen lagen jedoch nicht alle erforderlichen Eingabedaten vor, so daß hierfür Abschätzungen und Annahmen getroffen werden mußten. Insbesondere waren Koppelleinflüsse der Rotorblätter auf das Mastbauwerk im dynamischen Verhalten schwer zu finden.

Aus Gründen der Sicherheit werden deshalb experimentelle Untersuchungen zunächst am einzelnen Rotorblatt im Standversuch und desweiteren im Freifeld am Rotor an der unter Last arbeitenden Maschine unerläßlich. Man will damit die Verifizierung oder auch Korrekturwerte für die bei der Auslegung getroffenen Annahmedaten erzielen.

Meßtechnische Untersuchungen an sich drehenden Rotorblättern von WEC's sind nun insofern nicht alltäglich, da Meßsignale über 3 Drehebene, nämlich aus der Rotorblattebene, der Rotorwellenebene und der Gondeldrehebene zum Meßdatenempfang in die Bodenstation übertragen werden müssen.

Vorüberlegungen haben ergeben, daß das dynamische Verhalten des Windturbinenrotors mit einer Anzahl von 16 Meßstellen ausreichend genau erfaßt werden kann, so daß zur Lösung der Meßaufgabe am sinnvollsten der Einsatz einer 16-Kanal-Telemetriemeßanlage vorgesehen wird.

2. Meßaufgabe

Für die Schwingungsmessungen am Zweiblatt-Windturbinenrotor sind je Rotorblatt 16 Meßwertgeber zu installieren. Zur Erfassung von Meßsignalen für Schwenk- und Schlagbewegungen an den Blattspitzen sind je ein Beschleunigungsaufnehmer, für die restlichen Meßstellen Dehnmeßstreifen einzusetzen. Es sind demnach 16 Analogmeßstellen quasi gleichzeitig zu erfassen. Eine Fernsteuerung zur Meßstellenumschaltung vom einen Rotorblatt auf das andere soll zusätzlich noch die Ein/Aus-Schaltung der Telemetriemeßanlage von ihrer Stromversorgung vornehmen können.

Die Meßstellenverteilung auf den beiden Rotorblättern wurde nach Abschluß der EDV-Rechnungen zur Rotorblattoptimierung und Vorlage der Plotteraufzeichnungen für die Rotorblatt-Eigenschwingungsformen angeordnet. Es wird eine Meßstellenverteilung nach Bild 1 vorgenommen.

Infolge des geographisch exponierten Aufstellungsortes des Windenergieconverters, des teilweise aus CFK-Faserwerkstoff hergestellten und damit stromleitfähigen Rotorblattes ist die Telemetriemeßanlage vor Zerstörung durch Blitzeinschläge zu schützen.

Um ein Höchstmaß an Datenübertragungssicherheit zu gewährleisten, sind die Meßsignale im Rotorkopf zu verstärken, zu digitalisieren und zur drahtlosen Meßwertübertragung in einen Pulscode zu formen (PCM-Code). Die sendefähigen Meßdaten sind über eine PCM-Meßstrecke in die Bodenempfangsstation zu übertragen. Dort sind die Meßdaten wieder zu entschlüsseln, einerseits mittels eines Linienschreibers optisch analog aufzuzeichnen und andererseits parallel dazu mittels einer Analogbandmaschine zur späteren Weiterverarbeitung in der EDV-Anlage, abzuspeichern.

Die Meßaufgabe ist in 2 Versuchen durchzuführen:

2.1 Standversuch

Eine wesentliche Aufgabe vor dem Versuch ist die Eichung der Meßwertaufnehmer. Zu diesem Zweck sind beide Rotorblätter in einer Prüfvorrichtung jeweils in Schlag- und Schwenkrichtung statisch zu belasten. Die Last ist stufenweise über ein Lastgeschirr in das Rotorblatt einzuleiten und die auftretenden Durchbiegungen sind zu bestimmen.

In Verbindung mit der Meßwertaufnehmer-Eichung ist die gesamte Telemetrie-Meßeinrichtung im Originalaufbau auszutesten.

Der Forschungsauftrag ET 4343 A für die Rotorblattentwicklung, der als Unterauftrag von der Fa. MBB durchgeführt wird, enthält auch die Durchführung einer Modalanalyse am fertigen Rotorblatt.

Dabei sollen mittels der Telemetrieanlage parallel aufgenommene und auf Magnetband abgespeicherte Daten anschließend als Testbeispiel durch die Schwingungsanalysengeräte der Fa. MBB ausgewertet werden.

Diese Auswertung dient gleichzeitig zur Austestung der Adaptionsfähigkeit der verschiedenen Geräte, um später die aus dem Freifeldversuch durch Voith aufgenommenen Meßdaten von MBB auswerten lassen zu können.

2.2 Freifeldversuch

Das dynamische Gesamtverhalten des leeseitig angeströmten Zweiblatt-Windturbinenrotors ist im gesamten Betriebsbereich zu ermitteln.

3. Komponenten der Telemetrie-Meßeinrichtung

Mit nachstehender Beschreibung soll anhand des Bildes 2 eine kurze Information über die Funktion und den Aufbau der Komponenten der Telemetrie-Meßeinrichtung gegeben werden. Wie bereits erwähnt, werden die Rotorblätter zur Meßwertaufnahme mit Dehnmeßstreifen und Beschleunigungsaufnehmern bestückt (vgl. Bild 1).

Beide Meßwertaufnehmerarten werden in Vollbrückenschaltung ausgeführt und können elektrisch gleich behandelt werden. Die Meßwertaufnehmer bilden für die Stromversorgung die Hauptverbraucher, weshalb ihr Innenwiderstand sehr groß gehalten wird. Die Meßwertaufnehmer werden über einfach verdrehte und abgeschirmte Kabel mit den Blitzschutzeinheiten, die im Rotorkopf installiert sind, verbunden.

Beim Blitzeinschlag in die Rotorblätter wird sich ein Induzieren von Spannungen in die abgeschirmten Meß- und Speisespannungsversorgungsleitungen nicht vermeiden lassen. Die Blitzschutzeinheit ist deshalb derart bemessen, daß induzierte Spannungen bis 40 kV über kombinierte, selbstlöschende Funkenstrecken und Diodennetzwerke sicher gegen Masse abgeleitet werden.

Zur Umschaltung aller Meßstellen einschließlich ihrer Spannungsversorgungen von Rotoblatt A auf B wird ein mechanisches, vibrationsfestes Relais-Umschaltsystem eingesetzt.

Die Umschaltung wird über ein Funkfernsteuergerät, welches auch für die Ein/Aus-Schaltung der Telemetrie-Meßeinrichtung vorgesehen ist, von der Bodenstation aus bedient.

Für die Stromversorgung der Meßwertgeber, Vorverstärker und Telemetriegeräte aus der Meßstation in den sich drehenden Rotorkopf wurden verschiedene Stromübertragungsmöglichkeiten überlegt. Von Schleifringen sollte jedoch von vornherein wegen der möglichen Störeinflüsse abgesehen werden. Dann wurde der Einbau von radial und axial induktiv koppelnden Stromübertragern untersucht.

Beide Formen wären möglich gewesen, jedoch waren sie letztlich im Gesamtkonzept der Konstruktion nicht realisierbar. Deshalb wurde auf eine autarke Stromerzeugung bestehend aus 5 Silizium-Solargeneratorpanelen, die vor dem Rotor aufgebaut sind, gegriffen. Entladeschutzdioden verhindern eine gegenseitige Beeinflussung der Solargeneratoren.

Ein Spannungs-Vorregler sorgt für ein kontinuierliches Laden der Nickel-Cadmium-Pufferbatterie. Mit voller Batterie wird bei ungünstigster Wetterlage und Beleuchtung eine Meßbetriebszeit von mindestens 24 Stunden erreicht werden.

Im Zentralteil der Telemetrie-Meßeinrichtung bereitet zunächst die Stromversorgungseinheit die Batteriespannung auf und versorgt Meßwertaufnehmer, Vorverstärker, PCM-Encoder und HF-Sender.

Die einzelnen Brückenspannungen der Meßwertaufnehmer werden in den zugeordneten Vorverstärkern verstärkt und im Zeitmultiplexverfahren auf einen Kanal geschaltet und so dem PCM-Encoder zugeführt. Hier erfolgt die Analog/Digital-Wandlung, die Darstellung der Meßwerte in Digitalworte, die Parallel/Seriell-Wandlung und die Codewandlung. Der erzeugte Datenstrom wird schließlich frequenzmoduliert und im HF-Sender einer durch die Deutsche Bundespost genehmigten Trägerfrequenz einer Funkstrecke aufgeprägt. In der Widergabeelektronik in der Bodenempfangsstation findet dann die umgekehrte Datenwandlung statt.

Die so erzielten Meßdaten können dann wahlweise auf dem Linien-schreiber zur Anzeige gebracht oder parallel auf dem Magnetband gespeichert werden. Zur Weiterverarbeitung der Meßdaten in der EDV-Anlage besitzt der PCM-Decoder noch eine Rechnerschnittstelle.

4. Teilmontage der Telemetrikomponenten

Die Telemetrikomponenten sind in den beiden Rotorkopfgehäuseteilen Bild 3 und Bild 4 ersichtlich. Die Gehäuseteile sind diagonal zwischen den Rotorblättern angeordnet. Sämtliche Steckverbinder wurden in MIL-SPEC-Ausführung gewählt, da hohe Anforderungen hinsichtlich Kontaktsicherheit und Dichtheit gegen Luftfeuchtigkeit verlangt werden. Das Bild 5 zeigt im unteren Bereich den Steuerschrank des WEC mit dem Telemetrieencoder.

5. Aktueller Montagestand

Die Planung der Rotorblattschwingungsmessungen war ursprünglich auf einen frühzeitigen Fertigungsendtermin der Gesamtanlage ausgelegt.

Insofern war die Teilmontage der Telemetrikomponenten bereits im 1. Quartal 1980 beendet.

Z.Zt. sind sämtliche Einzelteile des Rotorkopfes gefertigt und befinden sich im Zusammenbau.

In diesem Zusammenhang erfolgen jetzt die Eichung der DMS-Meßstelle 16, die auf dem Bild 6 an dem auf der Rotorwelle gelagerten Schubjoch zu sehen ist und die ebenfalls auf diesem Bild 6 ersichtlichen Verdrahtungsarbeiten.

6. Terminaussicht

Der Standversuch 2.1 erfolgt unmittelbar nach der Fertigstellung der Rotorblätter. Von Seiten der Fa. MBB, die gemäß 2.1 die Entwicklung der Rotorblätter im Auftrag haben, wurden dafür der Anfang des 2. Quartals 1981 angegeben. Der Freifeldversuch wird gemäß unserer Terminplanung im 3. Quartal 1981 beginnen können.

DMS - Positionierung und Meßstellenbezeichnung auf den Rotorblättern

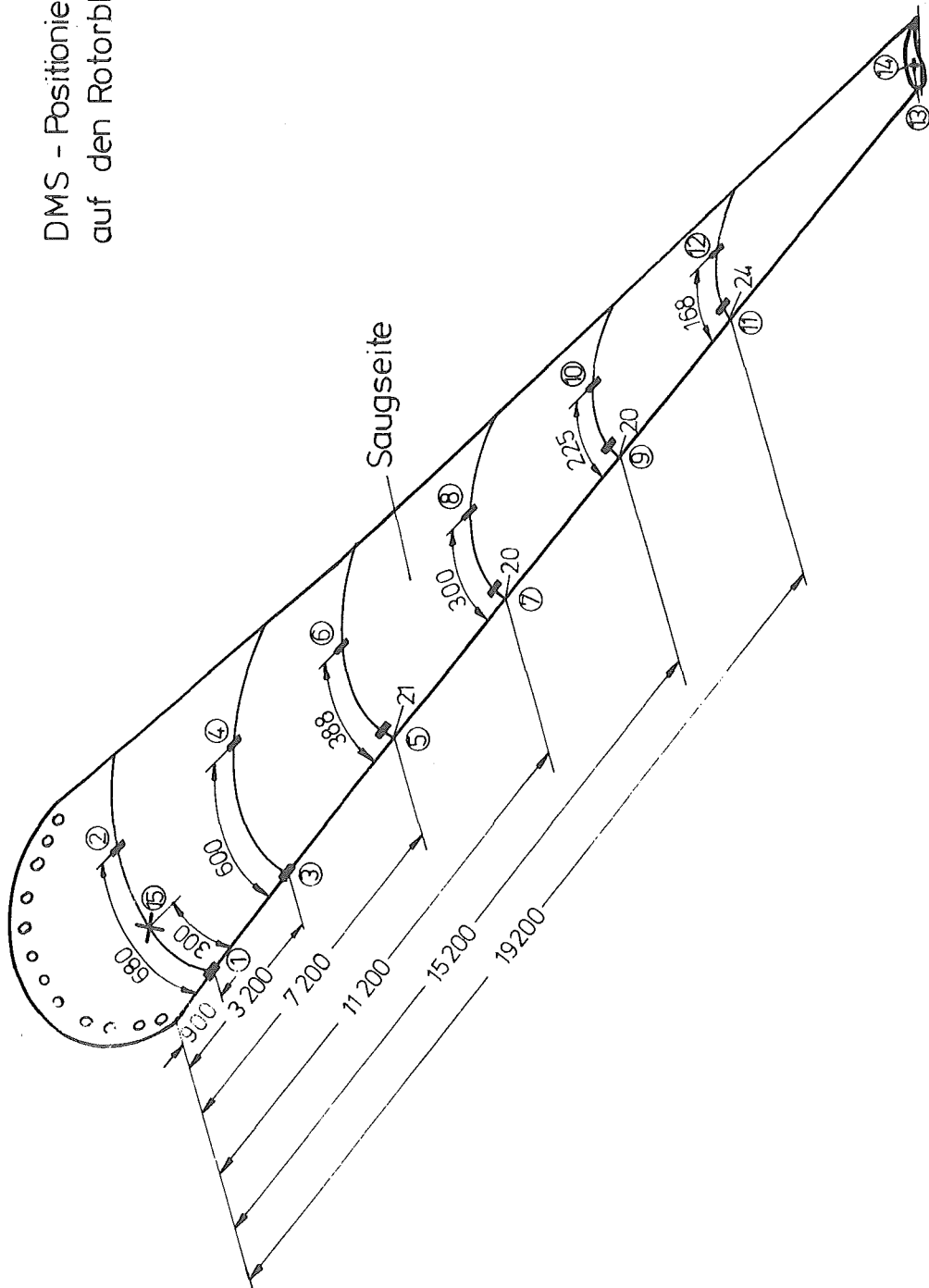
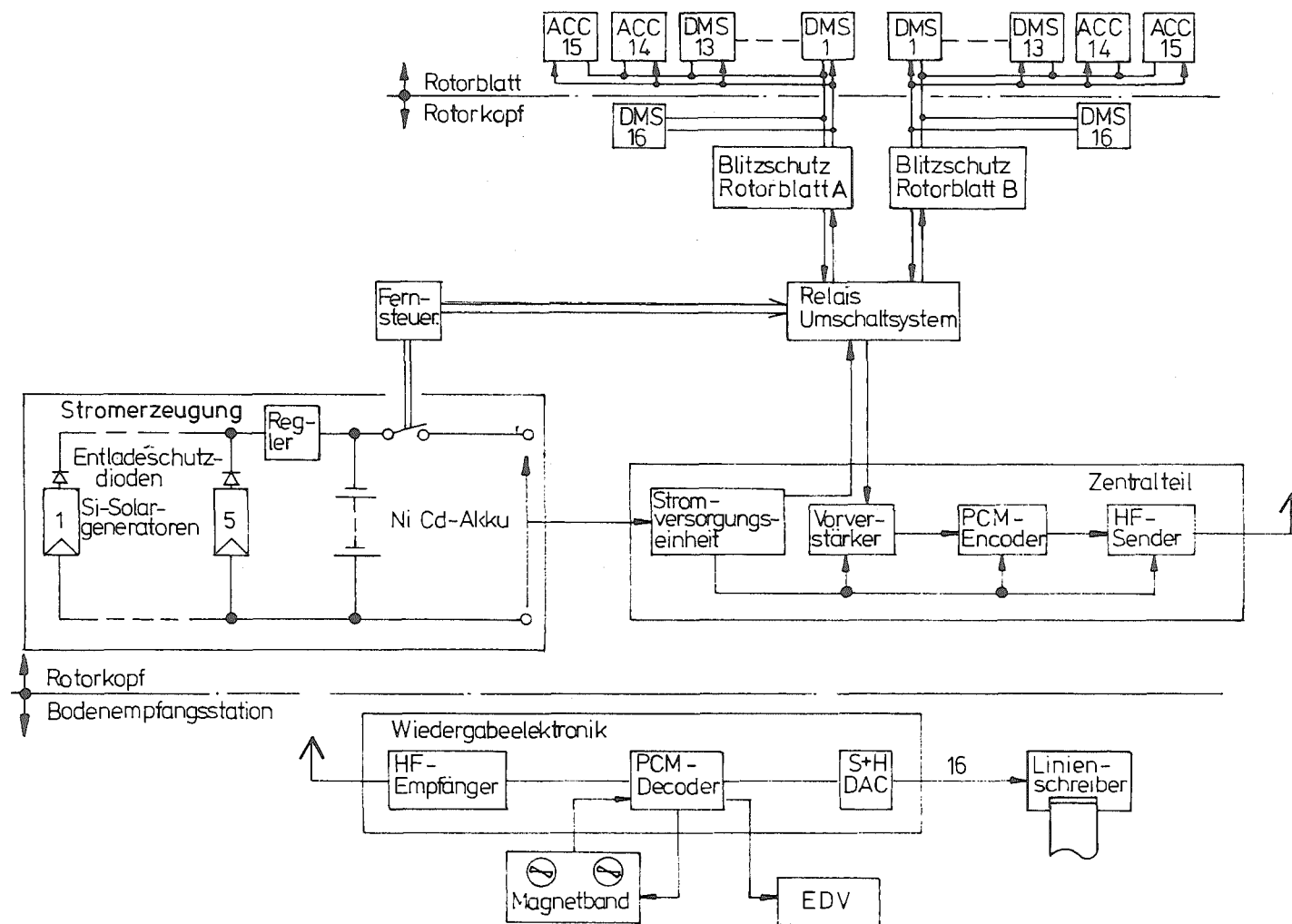


Bild 1



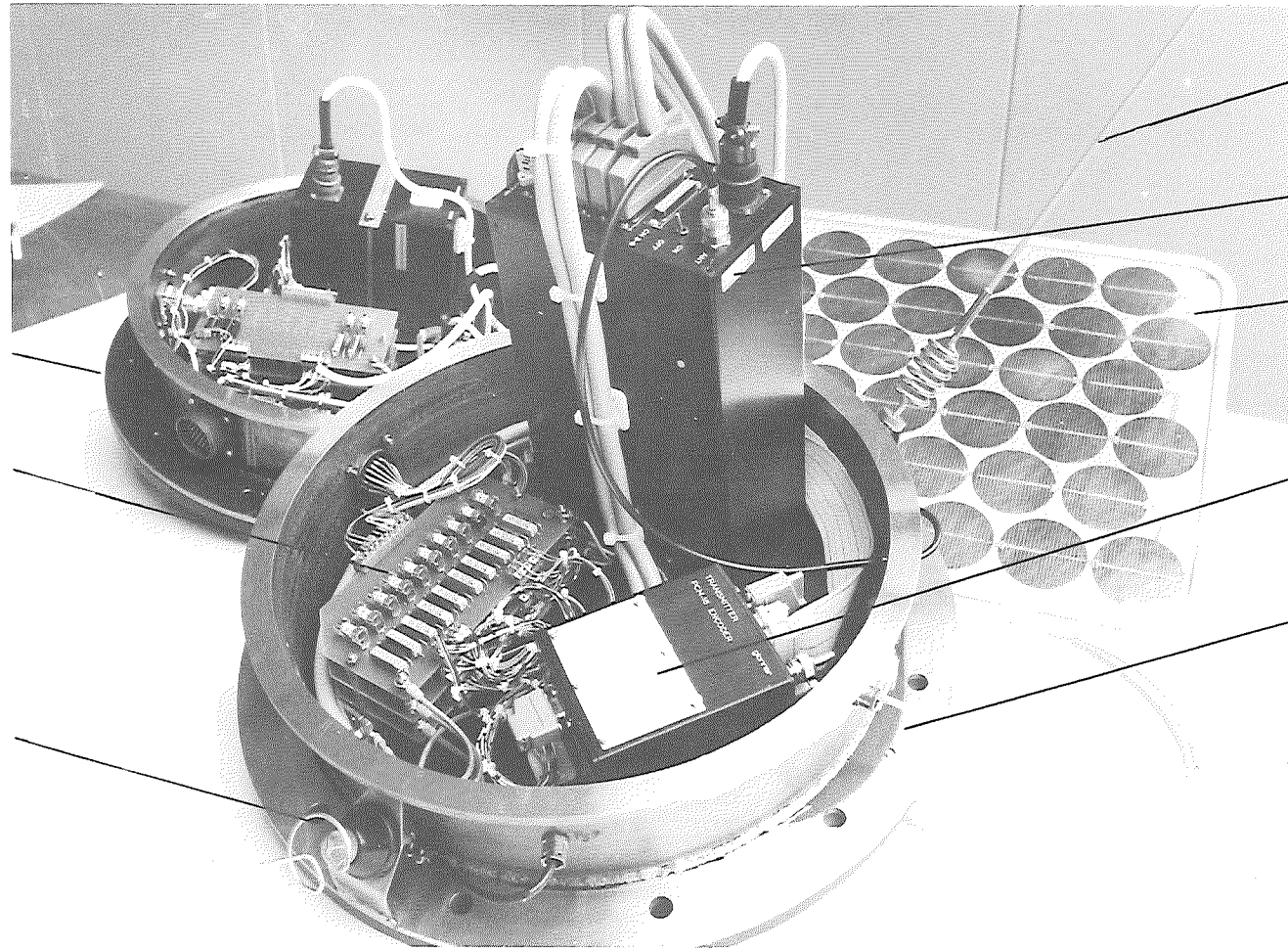
Komponenten der Telemetrie-Meßeinrichtung

Bild 2

Rotorblattanschluß-
Steckverbinder

Blitzschutzeinheit
Rotorblatt A

HF-Sendeantenne



Fernsteuerungs-
antenne

Relais Umschalt-
system

Solarzellen-Panel

Telemetrie Encoder

Gehäusetopf A

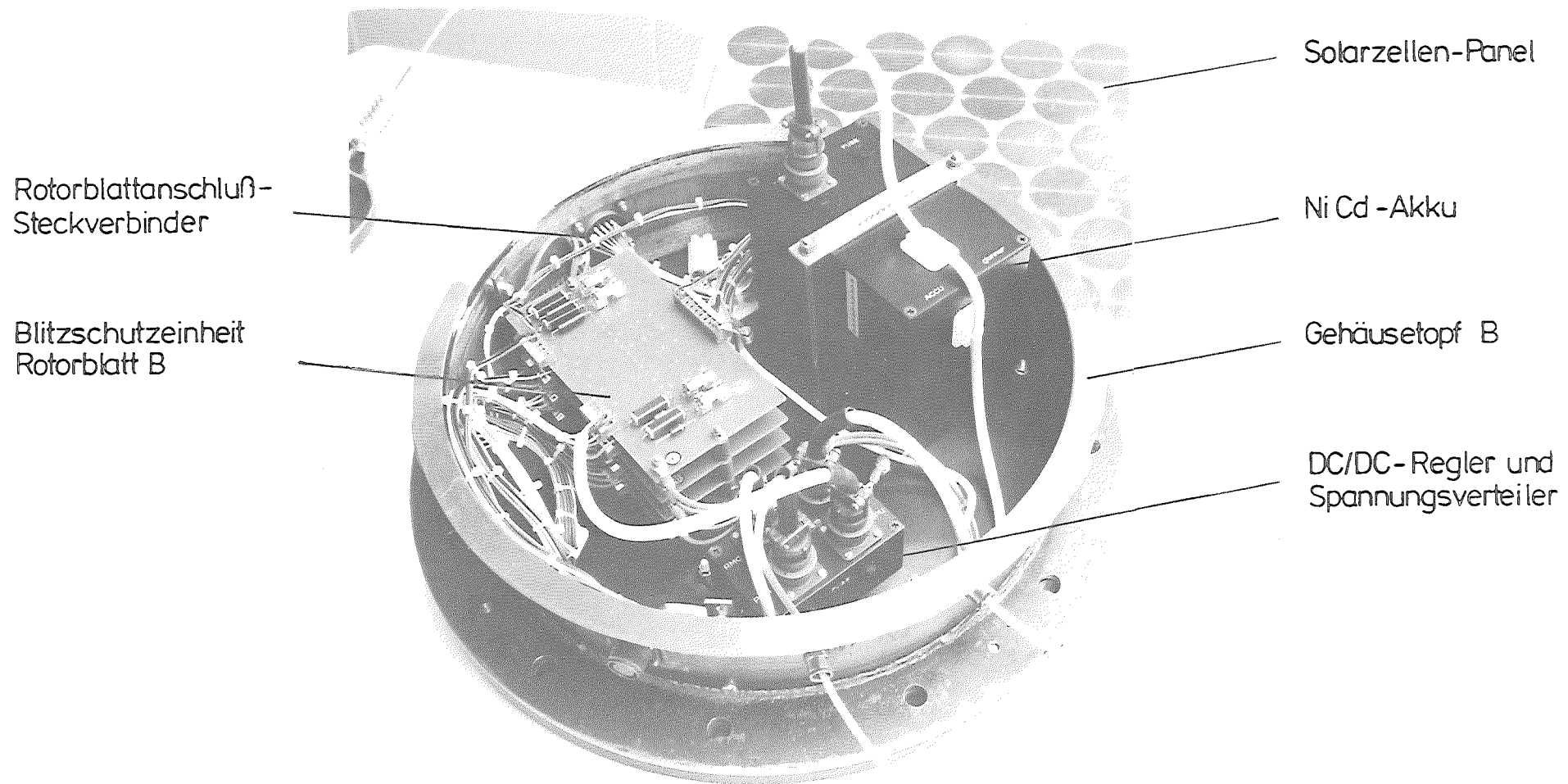
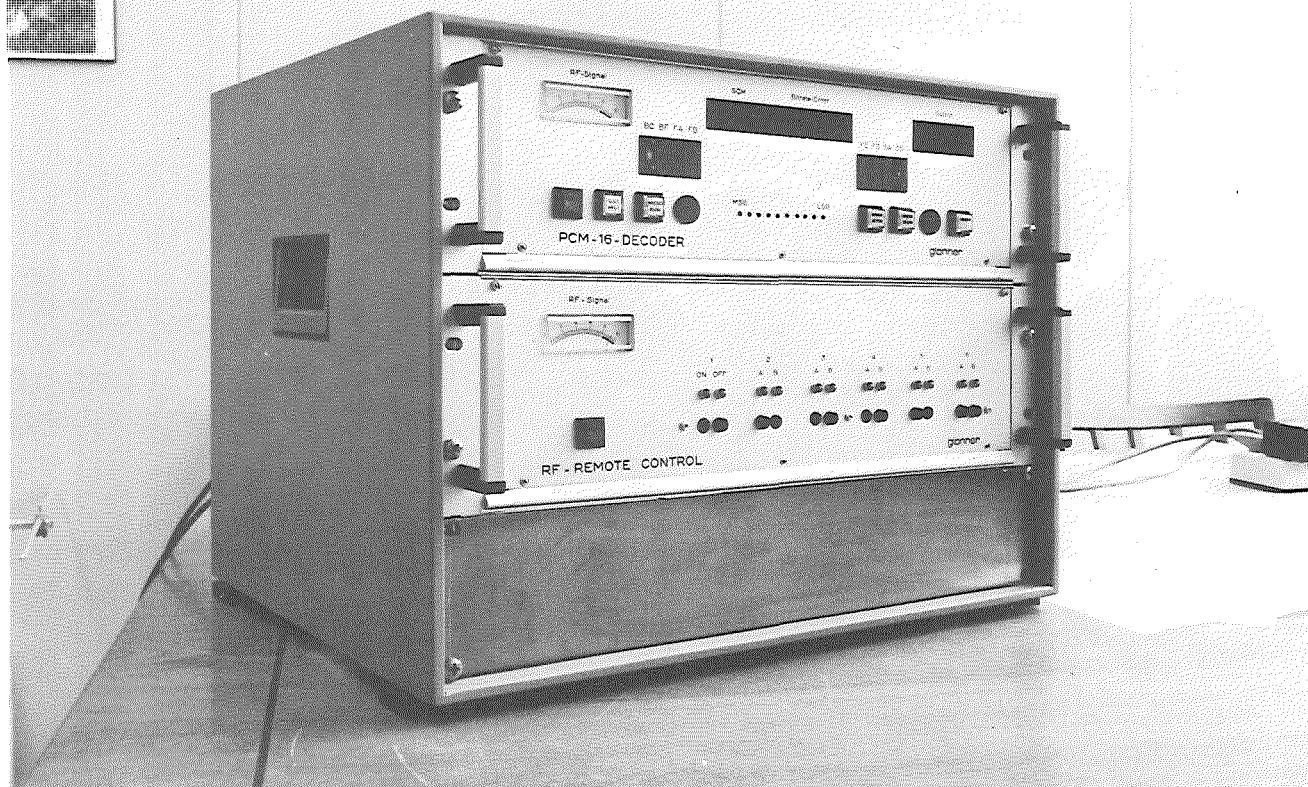


Bild 4

Wiedergabeelektronik der
16 Kanal - PCM - Telemetrie



Telemetrie - Geräteanordnung

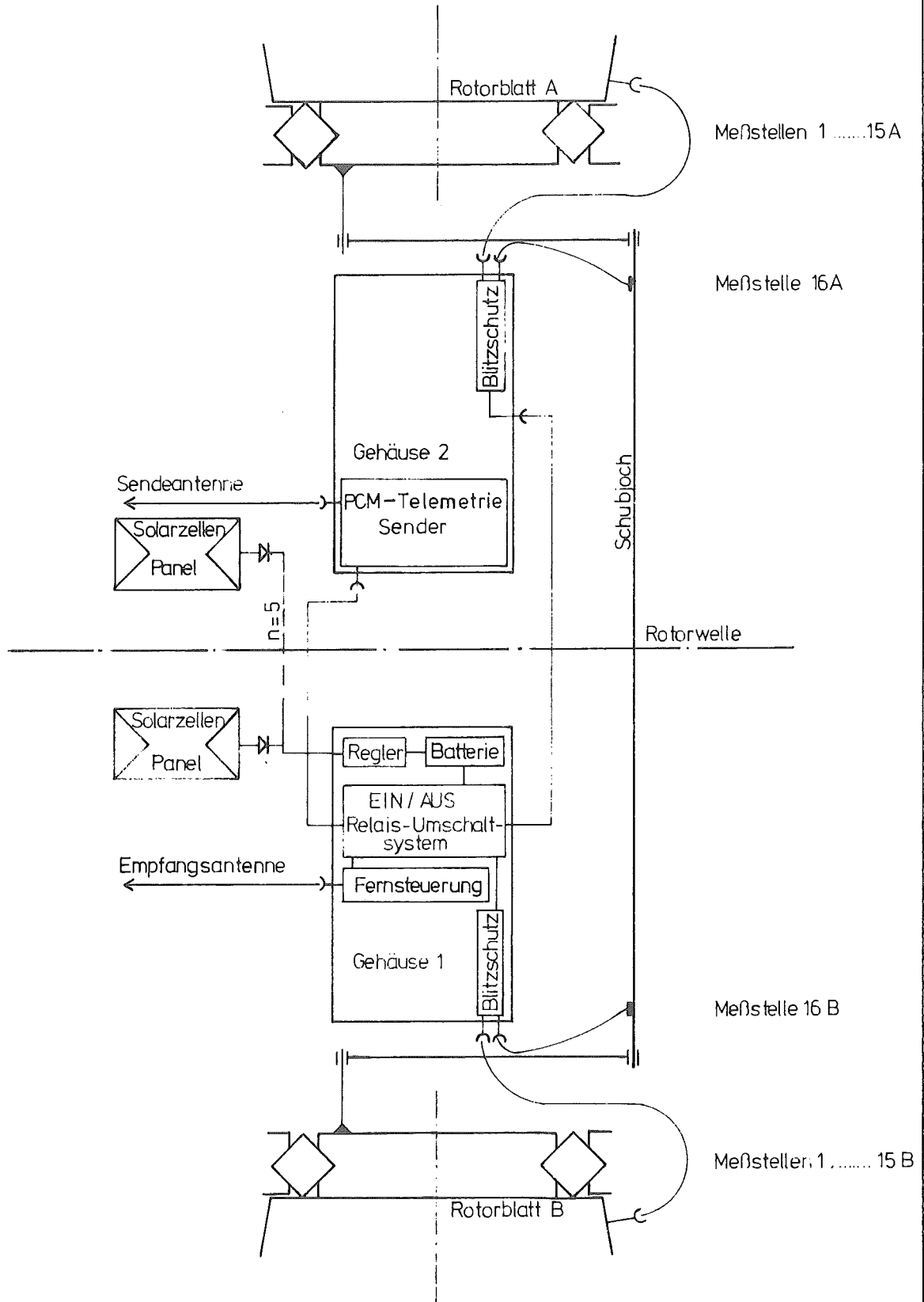


Bild 6

Rotorblattentwicklung ET 4343 A

Stand: 28. Februar 1981

von

Dipl.-Ing. Reinhard KRAUTWALD

MESSERSCHMITT-BÜLOW-BLOHM GMBH
Drehflügler und Verkehr

München

Projektleiter:

Dipl.-Ing. Ralf-Thilo SCHULZ

Zusammenfassung

Dieser Bericht beschreibt die im Rahmen der "Rotorblattentwicklung ET 4343 A für Windenergieanlage Stötten 40707b" im Zeitraum vom 01.05.79 bis 28.02.81 durchgeführten Entwicklungs- und Fertigungsaktivitäten.

Unter Zugrundelegung von Basisdaten der Gesamtauslegung wie Geometrie, Massen- und Steifigkeitsverteilung wurde ein Rotorblatt in Faserverbund-Bauweise konstruiert und das Erreichen der Zielvorgaben durch statische und dynamische Versuche an einem 10,2 m langen Baumuster des Blattinnenbereiches nachgewiesen.

Darüberhinaus wird ein neuartiges Formen- und Bearbeitungskonzept beschrieben, daß es erlaubt, Bauteile in dieser Größenordnung gegenüber herkömmlichen Fertigungstechnologien mit geringerem Fertigungsmittelaufwand herzustellen.

Der Bericht endet mit der Fertigung der Flügelhalbschalen des ersten 26 m langen Blattes.

Inhaltsverzeichnis:

	Zusammenfassung	Seite
I.	Zielsetzung	6
II.	Konstruktion	6
II.1	Blattauslegung	6
II.2	konstruktiver Aufbau	6-7
III.3	Material	7
III.	Fertigungsmittel	8
III.1	Laminierformen	8
III.1.1	Oberflächendefinition	8
III.1.2	Formschalen	8
III.1.3	Formheizung	8-9
III.1.4	Blattformeninstallation	9-10
III.1.5	Qualitätssicherungsmaßnahmen für Blattformeninstallation	10
III.2	Abrichtvorrichtung	10
III.3	Beschneide- und Bohrvorrichtungen	11
III.3.1	Beschneidevorrichtung	11
III.3.2	Bohrschablone	11
III.3.3	Bohrvorrichtung	11
IV.	Großbauteilfertigung	11
IV.1	Fertigung der Laminatschalen	12
IV.1.1	Einlegearbeiten	12

		Seite
IV.1.2	Vakuumaufbau	12
IV.1.3	Aushärtung des Laminats	12-13
IV.2	Fertigung des Schaumkerns	13
IV.2.1	Formen und Einkleben des Schaumkerns	13
IV.2.2	Abrichten des Schaumkerns	13
IV.3	Zusammenbau	13
IV.4	Beschneiden des Anschlußquerschnitts	13
IV.5	Bohren	14
V.	Versuche und Baumustererprobung	14
V.1	Probenprüfung und Komponentenversuche	14
V.2	Baumuster-Erprobung	14
V.2.1	Dynamischer Versuch	14-13
V.2.2	Statischer Versuch	15
V.2.3	Bruchversuch	16
V.3	Schlußbetrachtung	16
VI.	Konzeptüberarbeitung	17
VI.1	Bauunterlagenüberarbeitung und Freigabe	17
VI.2	Überarbeitung Fertigungskonzept	17
VI.2.1	Schaumkern einbringen	17
VI.2.2	Schaumkern abrichten	17-18
VI.2.3	Überarbeitung Beschneidekonzept	18
VI.2.4	Überarbeitung Bohrkonzept	18

		Seite
VII.	Großflügel fertigung	18
VII.1	Komplettierung Fertigungsmittel	18
VII.2	Fertigung der Laminatschalen	19
VII.3	Fertigung des Schaumkerns	19
VIII.	Quellenverzeichnis	19
VIII.	Bildteil	20-45

Statusbericht Rotorblattentwicklung ET 4343 A
für Windenergieanlage "Stötten 40707b"

Stand: 28.02.1981

I. Zielsetzung

Unter Berücksichtigung vorgegebener Auslegungsparameter (im wesentlichen Blattgeometrie und Blattsteifigkeit) sollen zwei Rotorblätter für die Windenergieanlage "Stötten 40707 b" in Faserverbundbauweise entwickelt und gefertigt werden.

II. Konstruktion

II.1 Blattauslegung

Da Blattmasse, Massenverteilung und Steifigkeitsverteilung in direkter Abhängigkeit miteinander verknüpft sind, ist über Blattquerschnitts- und Balkenmodellrechnungen eine Annäherung an die Zielvorgaben nur in mehreren Iterationsschritten möglich. Nach Erreichen der Sollvorgaben wurden die Blattdaten an den Anforderungen der Gesamtanlage gespiegelt und anschließend verifiziert.

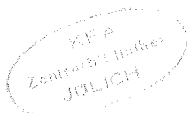
Unter Berücksichtigung der im Betrieb auftretenden Lasten wurden die Verbindungselemente (Dehnschrauben und Querbolzen) dimensioniert und die Blattanschlußsteifigkeiten überprüft.

Der Blattanschluß wurde thermal so ausgelegt, daß der Wärmeausdehnungskoeffizient des Anschlußquerschnittes mit dem des Stahl-Blattlagers übereinstimmt und somit Reibung zwischen den Bauteilen ausgeschlossen wird.

II.2 Konstruktiver Aufbau

Auf Grund der hohen Steifigkeitsforderungen bei möglichst geringer Blattmasse wurde ein "gebettetes" Blatt (Schaumkern) als Konstruktionsprinzip gewählt, da die Holmbauweise bei großen Flügeln ein ungünstigeres Verhältnis von Steifigkeit zur Masse zeigt.

Darüberhinaus entfallen bei einem Vollschaum-Blatt die Paß- und Kontrollprobleme, die bei Holmeinpassungen geringer Bauhöhe im Blattaußenbereich auftreten würden.



Die Biegesteifigkeit in Schlag- und Schwenkrichtung wird durch Unidirektional-Kohlefasergewebekonstruktionen (Kette-Schußverhältnis 9 : 1) in Blattlängsrichtung gewährleistet, die Torsionssteifigkeit durch Glas-Faser-Gewebekonstruktionen in $\pm 45^\circ$ Richtung zur Blattlängsachse.

Bedingt durch nicht schließbare Blattformen (III.1.2) wird jeweils ein halber Flügel aufgebaut und dann beide Blathälften verklebt. Der Torsionsverbund erfolgt durch Aufkleben von Torsionsschalen an Nasen- und Endkante. Der Schaumkern dient sowohl als lokale Stützstruktur (Beulen) für die Schalen als auch zur Aufnahme von Schubkräften.

Die Krafteinleitung in das Rotorblattlager erfolgt durch den bereits im DNW-Programm (Deutsch-Niederländischer-Windkanal) erprobten Blattanschluß mittels Querbolzen und Dehnschrauben. Querkräfte werden über eine stumpf an den Blattanschluß geklebte Bodenplatte mittels Scherbuchsen in das Lager eingeleitet.

Der Blitzschutz besteht aus einem profilierten Aluminiumstrang (Querschnitt 50 mm²), der in die Blattstruktur integriert ist. Der Hinterkantenschutz besteht aus einem nachträglich auf die Blattendkante aufgeklebten 1 mm dicken und 50 mm breiten Aluminiumblech. Das Aluminiumblech liegt innerhalb der Blattkontur. Für den entsprechenden Durchsatz wird vor Bauteilfertigung ein Streifen in die Form eingelegt. Vorder- und Hinterkantenleiter werden an der Blattspitze durch eine Aluminiumkappe verbunden. Im äußeren Blattdrittel wird als Flächenschutz ein dünnes Aluminiumgewebe (Alu-mesh) nachträglich aufgeklebt und mit den Hauptleitern durch versenkte Schrauben leitend verbunden.

Bei Erreichen der Auslegungsparameter wurde das Blatt nach Einfrieren des Konstruktionsstandes weiter detailliert und ein Zeichnungssatz erstellt.

Bestandteil des Zeichnungssatzes sind Laminierpläne die als Werstattzeichnungen den Laminataufbau bzw. die Gewebeablage vorgeben.

II.3 Material

An die Blätter großer Windenergieanlagen werden hohe Anforderungen hinsichtlich Lebensdauer, Leichtigkeit und Steifigkeit gestellt. Auf Grund der hohen spezifischen Steifigkeit und Festigkeit wurde für die Primärstruktur CFK mit T 300 Fasern in Form von Gewebeprepregs ausgewählt.

Als Matrix wurde das in Frankreich luftfahrtqualifizierte M 10-Harzsystem ausgewählt. Dieses Harzsystem hat eine Topfzeit von 60 Tagen bei Raumtemperatur und erfordert einen Mindestaushärte- druck von nur 0,5 bar. Diese extrem lange Topfzeit ermöglicht eine kontinuierliche Fertigung des Flügels ohne Zwischenaushärtung. Die für den Bau der zwei Rotorblätter benötigten Materialien sind zum überwiegenden Teil von Zulieferfirmen bereits geliefert. Restlieferungen werden bis Ende April 1981 erwartet.

III. Fertigungsmittel

III.1 Laminierformen

III.1.1 Oberflächendefinition

Durch Unterteilung der Flügeloberfläche in "Schüsse" kann unter Inkaufnahme kleiner Fehler die geringfügig sphärisch gekrümmte Oberfläche eines Schusses numerisch mit Hilfe der Tangentenbedingung (gleiche Steigung in gleichen Profilkunkten) in eine zweidimensionale Fläche übergeführt und somit abgewickelt werden. Die abgewickelten Flächen werden mit von der Profilkontur abhängigen Biegelinien versehen und bilden als Abwicklungszeichnungen mit je zwei Querschnittszeichnungen pro Schuß Grundlage für die Fertigung der Blattformschalen.

III.1.2 Formschalen

Die Blattform besteht aus zwei nicht schließbaren Halbschalen die jeweils aus 5 Abschnitten (Schüssen) bestehen. Jeder Schuß wird aus einer aus einem 8 mm dicken Blech gebogenen Formschale gefertigt, die auf einem aus Mero-Baukastenelementen hergestellten und auf dem Boden verankerten Untergestell befestigt ist. Wegen der bei Erwärmung auftretenden Thermaldehnung der Schale, sind die Auflagerpunkte zwischen Schale und Untergestell so ausgeführt, daß eine thermische Entkopplung beider Komponenten gewährleistet ist. Die Blechschale ist so torsionsweich, daß der Blattaufdrehwinkel (Twist) beim Aufstellen berücksichtigt werden kann.

Entsprechend den Ausführungen in III.1.1 und III.1.2 wurden 11 Formschalen aus 8 mm dickem Stahlblech gebogen sowie 11 Formuntergestelle aus Mero-Bauelementen gefertigt und vormontiert. Die 11. Formschale wurde aus geometrischen Gründen (kreisförmiger Anschlußquerschnitt des Blattes) als Zusatzschale im Anschlußbereich erforderlich.

III.1.3 Formheizung

Das Aufheizen der Form erfolgt mit Hilfe eines ca. 1,5 mm dicken CFK-GFK-Geleges.

Nach Endabnahme des Aufstellzustandes der Laminierformen wurde als Isolierschicht ein dünnes GFK-Laminat auf die Formoberfläche laminiert, auf das dann Kohlefasergewebebahnen geklebt und an ein Heizgerät angeschlossen wurden.

Durch Anlegen von elektrischem Strom erwärmen sich die Kohlefasergewebe durch Ihren Eigenwiderstand.

Das Heizgerät ist eine transformatorähnliche Einheit mit eingebauter Regeleinrichtung, die es ermöglicht, die Heizung auf konstante

Temperatur während der verschiedenen Phasen des Härtezyklusses zu regeln.

Die eben beschriebene Heiztechnik wurde durch umfangreiche Versuche in denen die Temperaturverteilung und deren Konstanz über die Versuchszeit gemessen wurde zur Anwendung für die Flügelfertigung qualifiziert.

III.1.4 Blattformen-Installation

Da sowohl Blattformen, als auch Form-Installation und Beheizungstechnik technisches Neuland sind, wurden zunächst die ersten zwei Formschüsse im Blattrinnenbereich (Radiusstellen $R = 0,8$ bis $R = 11$ m) zur Fertigung eines 10.2 m langen Blattabschnitts montiert.

Aufstellbeschreibung:

Montage Formschale - Untergestell

Die Formschalen wurden mit den einzelnen höhenverstellbar ausgeführten Auflagerköpfen der Untergestelle verschraubt. Die Bohrungen wurden abgedichtet.

Verbindung Formschale-Formschale

Die Formschalen wurden mit Hilfe einer entsprechend der Profilkontur gebogenen Metalleiste momentenfrei so verschraubt, daß der Stoß zwischen den Formschalen mit einer runden Silikonkondichtschnur abgedichtet werden konnte.

Herstellung von Konturschablonen

Mit Hilfe der bereits für die Formschalenfertigung erstellten Profil-Querschnittszeichnungen wurden Holzschablonen mit der Soll-Profilkontur am jeweiligen Formschalenanfang und -ende angefertigt. Die Positionen der Profilauffädelaachse wurden jeweils durch eine Bohrung gekennzeichnet.

Ausrichten der Formen

Zunächst wurden die Holzschablonen an den Radiusstellen 0,8 m, 6 m und 11 m auf beste Passung aufrecht positioniert. Mit Hilfe der höhenverstellbaren Auflagerelemente der Untergestelle wurden die Formschalen so eingerichtet, daß:

- a) die Bohrungen (Auffädelaachse) der Schablonen in einer Linie lagen (Einmessen mit Theodolith)
- b) vorher auf der Schablone markierte Bezugslinien horizontal verliefen (Gemessen mit Wasserwaage).

Die Profilauffädelachsen beider Formschalen müssen sowohl seitlich als auch in Höhenrichtung parallel zueinander verlaufen.

Einstellen der Form auf Ebenheit

Da es sich bei den Formschalen um abgewinkelte, d.h. nicht um sphärisch gekrümmte Flächen handelt, müssen die Biegelinien Geraden darstellen. Die Geradheit wird mit Hilfe eines Lineals geprüft und gegebenenfalls durch Nachstellen an den Auflagerelementen korrigiert.

Fixieren des Aufstellzustandes

Nach nochmaliger Überprüfung des Aufstellzustandes wurden die Blattformen fixiert und die Verstellelemente versiegelt.

Verlegen der Schienen

In definiertem Seiten- und Höhenabstand in Bezug auf die Auffädelachsen wurden Fahrschienen für das Abrichtportal eingemessen und mit dem Hallenboden verdübelt.

III.1.5 Qualitätssicherungsmaßnahmen für Blattform-Installation

Sowohl für die Abnahme der Formschalenkontur als auch für die Blattformeninstallation wurden Kontrollvorschriften erarbeitet. Die Kontrollvorschriften schreiben Kontrollumfang, -zeitpunkt und Art der zu kontrollierenden Dinge vor. Der korrekte fertigungsgerechte Aufstellzustand der Form wird durch laufende Anwesenheit eines Kontrolleurs während der Aufstellarbeiten sowie eine entsprechend der Kontrollvorschriften durchgeführte Endabnahme der Formen sichergestellt.

III.2. Abrichtvorrichtung

Für das Fräsen der Blattrennebene wurde eine Abrichtvorrichtung konstruiert und gefertigt. Die Abrichtvorrichtung besteht aus einem aus Mero-Bauelementen zusammengebauten Portal, daß auf zwei Fahrschienen läuft und die beiden Blattformen überspannt. In das Portal wird die Fräseinrichtung eingehängt, die im wesentlichen aus einem in Blattiefenrichtung geführten Support mit zwei Antriebseinheiten für zwei Topfscheiben als Abrichtwerkzeuge besteht. Die Verwindung der Blattebene erfordert eine veränderliche Neigung der Fräseinrichtung zur Horizontalen, die durch eine seitlich an die Blattformen angebrachte Führungsschiene gegeben wird.

III.3 Beschneide- und Bohrvorrichtungen

Die nachstehend beschriebenen Vorrichtungen zur Bearbeitung des Blattanschlusses wurden konstruiert, gefertigt und während der Fertigung des Großbauteils eingesetzt. Der Antrieb der Bohr- und Beschneidewerkzeuge erfolgt durch eine zentrale Antriebseinheit über eine biegsame Welle.

III.3.1 Beschneidevorrichtung

Die Beschneidevorrichtung besteht im wesentlichen aus einem die Blattwurzel umspannenden Führungsring auf dem eine in Radial- und Umfangsrichtung bewegliche Schneideeinrichtung so angeordnet ist, daß von Hand ein schrittweises durchtrennen der ca. 90 mm dicken Blattanschlußlaminate möglich ist. Als Schnittwerkzeug wurde ein diamantbesetztes Kreissägeblatt ausgewählt.

Die Position des Führungsringes am Bauteil wird durch in die Form eingebrachte Anrisse definiert, deren Abdrücke sich an dem entformten Bauteil wiederfinden.

III.3.2 Bohrschablone

Die Bohrschablone definiert sowohl die Lage der Sacklöcher in Blattlängsrichtung als auch die Lage der Durchgangslöcher in radialer Richtung. Die Bohrschablone ist so ausgeführt, daß die Bohrvorrichtung an ihr befestigt werden kann.

III.3.3 Bohrvorrichtung

Die Bohrvorrichtung besteht aus einer an die Bohrschablone anflanschbares Gestell mit einer Bohr- und Vorschubeinheit. Der Vorschub erfolgt über Zahnstange und Zahnrad mit Hilfe eines Handrades. Mit der Bohrvorrichtung können sowohl die in Blattlängsrichtung liegenden Sacklöcher, als auch nach Umklappen der Vorschubeinheit um 90° die in radialer Richtung verlaufenden Durchgangslöcher gebohrt werden.

IV. Großbauteilfertigung

Um die theoretischen Eigenschaften (insbesondere Massen- und Steifigkeitsverteilung) mit den tatsächlich unter Fertigungsbedingungen realisierten Bauteileigenschaften vergleichen zu können, wurde ein 10,2 m langes Großbauteil des Blattinnenbereichs mit Original-Laminataufbau zu Testzwecken gefertigt. Verfahrenstechnisch relevante Parameter, wie Verarbeitbarkeit des Prepregs, Laminierzeiten, Aufheizraten und Ausrichtgenauigkeit der Fasern wurden überprüft bzw. neu festgelegt.

IV.1 Fertigung der Laminatschalen

IV.1.1 Einlegearbeiten

Vor Aufnahme der Einlegearbeiten wurde in die mit der Heizung ausgerüsteten Laminierformen ein Trennmittel eingebracht. Die für die Torsionshaut fertig zugeschnittenen GFK-Gewebe-prepregs wurden unter einem Orientierungswinkel von $+ 45^\circ$ in die Form eingelegt und mit Teflonrollen festgewalzt. Ohne Zwischenhärtung wurden beginnend an der Radiusstelle $R = 11 \text{ m}$ die CFK-Unidirektionallagen in gleicher Weise allerdings in 0° -Richtung und zum Blattanschluß hin geschäftet eingelegt. Die CFK-Lagen gewährleisten die Schlag- und Schwenksteifigkeit des Blattes.

Direkt am Blattanschluß wurden zusätzliche CFK-Lagen in 0° -Richtung zur Versteifung sowie in 90° -Richtung aus Thermal-Ausdehnungsgründen eingelegt.

Zur Aufdickung des Gurtlaminats im Blattinnenbereich und dadurch zur Reduzierung der Lochleibungsdrücke und besseren inneren Spannungsverteilung dienen zwischen die CFK-Streifen eingeschäftete GFK-Lagen.

Um eine noch größere Lochleibungsfläche zu bekommen, wird ein inneres GFK-Keillaminat eingebracht, daß innere und äußere Gurtlage trennt und es somit ermöglicht mit dem Querbolzen in einem ca. 90 mm dicken Laminat anzuschließen.

Reihenfolge der zu verwendenden Prepregtypen, Lagenzahl und Faserorientierungswinkel wurden durch Laminierpläne festgelegt.

IV.1.2 Vakuumaufbau

Nach Beendigung der Einlegearbeiten wurde ein Vakuumaufbau angebracht der sowohl dem großflächigen Verpressen des Laminats als auch dem Absaugen eines Teils des Laminierharzes diene.

Der Aufbau selbst besteht aus einer über das Laminat gelegten und allseitig zur Form abgedichteten Folie unter der die Luft evakuiert wird.

IV.1.3 Aushärtung des Laminats

Die Aushärtung des Reaktionsharzes erfolgt exotherm. Die Charakteristik des Temperatur-Zeitverlaufes wurde bereits vorher an Probelaminaten gleicher Stärke wie das Blattanschlußlaminat ermittelt.

In das Heizlaminat der Formen wurden Thermoelemente miteinlaminiert, die an eine Regeleinrichtung des Heizgerätes angeschlossen ist. Diese Maßnahme stellt sicher, daß anfangs eine gleichmäßige Durchwärmung des Laminats erfolgt und nach Einsetzen der exothermen Reaktion keine zusätzliche Energie-

zufuhr durch die Heizung mehr erfolgen kann.
Der gesamte Heizzyklus folgte der ermittelten Charakteristik des Temperaturzeitverlaufes und wurde laufend beobachtet.

IV.2 Fertigung des Schaumkerns

IV.2.1 Formen und Einkleben des Schaumkerns

Nach Entfernen des Vakuumaufbaus wurde in die fertig ausgehärteten Laminatschalen der Schaumkern eingepaßt. Dieser besteht aus ca. 80 mm dicken PVC Schaumplatten, die entsprechend der Schaleninnenkontur zugeschnitten wurden. Von $R = 6$ m bis $R = 11$ m wurden diese in Blattiefenrichtung gestaffelt und von $R = 0,8$ m bis $R = 6$ m in Form eines Holmes verklebt. Die Verklebung des Schaums zum Laminat hin erfolgte mit einem expandierenden kalt schäumbaren Epoxy-Klebesystem (XB 3054 A + Härter XB 3054 B + Treibmittel XB 2972 C) das alle durch Zuschnittgenauigkeiten verursachte Hohlräume ausfüllt. An den Krafteinleitungsstellen für die statischen Tests wurde zusätzlich je eine GFK-Rippe einlaminieren.

IV.2.2 Abrichten des Schaumkerns

Das Fräsen der Blatttrennebenen erfolgte mit Hilfe der in Pkt. III.2 beschriebenen Abrichtvorrichtung. Der Werkzeugschub wurde manuell vorgenommen.

IV.3 Zusammenbau

Die fertig abgerichteten Flügelhalbschalen wurden übereinandergelegt, an der Blattvorderkante positioniert und mit dem bereits in Pkt. III.2.1 erwähnten kalt schäumendem Klebesystem verklebt. Die im Blattinnenbereich aus geometrischen Gründen (siehe Pkt. III.1.2) erforderliche 3. Schale in Form eines "Zwickels" wurde von Hand angepaßt und mit kalt aushärtbaren CFK-Nasslaminaten mit den Flügelhalbschalen verbunden. Der Torsionsverband wurde ebenfalls an Flügelnase und -endkante mit Nasslaminaten geschlossen.

IV.4 Beschneiden des Anschlußquerschnittes

Die Pkt. III.3.1 näher beschriebene Beschneidevorrichtung wurde auf dem Flügel positioniert und die 90 mm dicken Lamine mit geringem Übermaß getrennt. Die so erhaltene Trennfläche wurde mit Hilfe einer Zusatzeinrichtung mit $\pm 0,2$ mm Genauigkeit auf Fertigmaß abgerichtet.

IV.5 Bohren

Bohrschablone und Bohrvorrichtung (siehe Pkt. III.3.2 und III.3.3) wurden zusammen montiert und als Einheit am Anschlußquerschnitt positioniert. Mit Hilfe von Hartmetall-Werkzeug erfolgte ein stufenweises Aufbohren der Löcher für die Krafteinleitungselemente bis zu einem Bohrungsdurchmesser von 45 mm.

V. Versuche und Baumustererprobung

V.1 Probenprüfung und Komponentenversuche

Vor Einsatz im Baumuster wurden sämtliche neuartigen Materialien (z.B. Schäumssystem XB 3054) technologischen Versuchen unterzogen und die mechanischen Eigenschaften durch Zug-, Schub- und Torsionsproben geprüft.

Da die grundlegenden Eigenschaften des hier verwendeten Blatt-ausschusses bereits hinreichend aus dem DNW-Programm (Deutsch-Niederländischer Windkanal) bekannt sind, wurde auf die Durchführung von Komponentenversuchen verzichtet.

V.2 Baumustererprobung

Um zu überprüfen, inwieweit sich die theoretischen Bauteileigenschaften mit den unter Fertigungsbedingungen realisierten decken, wurden statische und dynamische Tests an dem 10,2 m langen Großbauteil durchgeführt. Hierzu wurde es waagrecht an einen eigens zu diesem Zweck hergestellten 3,3 t schweren rohrförmigen Lagerbock geschraubt, der seinerseits auf zwei 800 mm hohen und 13 m langen Doppel-T-Trägern montiert ist. Der Lagerbock ist so ausgeführt, daß die Original-Verbindungselemente verwendet werden und somit die Original-Einspannverhältnisse simuliert werden können.

V.2.1 Dynamischer Versuch

Die Messung der Eigenfrequenzen des Bauteiles erlaubt die Aussage, inwieweit Massen- und Steifigkeitsverteilung (vor allem deren Verkopplung) in einer vorgegebenen Toleranzbreite gehalten werden konnten.

Die Messungen erfolgten mit einer Standschwingungsvielstellen-Meßanlage.

Mit Hilfe elektrodynamischer Erreger wird das Großbauteil in einem Bereich von 0 - 200 Hz erregt, wobei alle Resonanzfrequenzen bis 200 Hz und die Schwingungsformen bis 100 Hz mit Beschleunigungsaufnehmern gemessen und anschließend identifiziert wurden.

Da eine vollkommen starre Einspannung des Blattes praktisch nicht zu verwirklichen ist, wurden die Bewegungen der Einspannungspunkte, an die das Blatt angeschraubt ist, durch an ihr angebrachte Meßgeber (Accelerometer) zu allen Eigenformen mitgemessen. Die Messungen selbst wurden für zwei Stellungen des Blattes vorgenommen, da die Einspannung für horizontale Blattschwingungen eine größere Nachgiebigkeit hatte.

Es ergaben sich folgende Ergebnisse:

1. Schlagbiegung	9,84 Hz	rechn.: 8,6 Hz
1. Schwenkbiegung	9,99 Hz	rechn.: 8,9 Hz
2. Schlagbiegung	31,8 Hz	
2. Schwenkbiegung	36,9 Hz	
1. Torsion	45,5 Hz	

Weitere Ergebnisse siehe in MBB/FE173/TR12

Die rechnerischen Werte entstammen einer Frequenzrechnung der Fa. Voith Getriebe KG.

Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die Zielvorgaben des Auftraggebers übertroffen wurden und Massen- u. Steifigkeitsvorgaben innerhalb der Toleranzen liegen.

V.2.2 Statischer Versuch

Durch einen statischen Versuch an dem Großbauteil sollten die theoretisch ermittelten Biegesteifigkeiten und Sicherheiten nachgewiesen werden.

Das fest eingespannte Bauteil wurde an den Blattradiusstellen $R = 6 \text{ m}$ und $R = 10,8 \text{ m}$ durch eine resultierende Kraft belastet, durch die die Schlag- und Schwenkmomente gleichzeitig simuliert wurden. Außerdem wurde ein reiner Schwenkversuch durchgeführt.

Die auftretenden Blattverformungen wurden mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen und Wegaufnehmern gemessen.

Über eine Holzschere wurde jeweils eine Einzelkraft so einge-
leitet, daß ihre Wirkungslinie durch den Schubmittelpunkt
ging. Die Last wurde stufenweise bis zu max. 130 kN an der
Radiusstelle 10,8 m aufgebracht.

Aus den Dehnungen wurden die Steifigkeiten im Bereich $2,5 \text{ m} < R < 6 \text{ m}$ ermittelt. In den übrigen Bereichen ließen sie sich nicht genau genug bestimmen, da dort nur geringe Dehnungen -außen auf Grund des geringen Biegemoments, im Wurzelbereich wegen der hohen Biegesteifigkeiten- auftraten.

Die ermittelten Steifigkeiten liegen über den Sollwerten.

Auch die in diesem Bereich aufgenommenen Biegelinien zeigen gegenüber der Rechnung geringere Durchbiegungen und somit höhere Steifigkeiten.

V.2.3 Bruchversuch

Mit dem Bruchversuch sollten Kennwerte für den als am kritischsten angesehenen Versagensfall des "Knitterns" des Gurtlaminats auf der auf Druck belasteten Flügel-seite ermittelt werden. Bei dieser Versagensart bricht bei einer kritischen Druckspannung der Gurt örtlich aus, da die Stützung durch den Schaum nicht mehr ausreicht. Im Versuch brach das Bauteil bei einer Last von 130 kN vor der bei 6 m eingebauten Rippe im Bereich der für das Bauteil theoretisch geringsten Sicherheiten (gilt nur bei Momentenbelastung durch Einzelkraft an Bauteilspitze).

Erreichte Sicherheiten:

a) Örtliche Druckstabilität

Mit den Dehnungen, die bei der Bruchlast von $F = 130 \text{ kN}$ aufgetreten sind, ergibt sich für das gesamte Blatt eine Sicherheit gegen "Knittern" von

$$j = 1,36$$

bei der (maximalen) positiven Böe. Dieser Wert gilt auch für den Lastfall "Jahrhundertböe".

b) Querkraft

Die geringste Sicherheit gegenüber Querkraftschub ergab sich bei dem Testbauteil an der Stelle $R = 6,5 \text{ m}$:

$$j = 4,0$$

c) Sicherheit gegenüber Biegemoment beim WEC-Gesamtblatt

Von der Stelle $R = 9,7 \text{ m}$ bis hin zum Wurzelbereich wurde beim Testbauteil bereits ein höheres Biegemoment simuliert, als im Betrieb dort auftritt.

d) Blattanschluß

Mit der Prüflast von 130 kN wurde das 3,2-fache Wurzelmoment nachgewiesen.

Weitere Ergebnisse siehe TN DE 133-1/81

V.3 Schlußbetrachtung

Durch die im Kapitel V.2 beschriebenen Versuche wurden die Eigenfrequenzen, die statische Bauteilfestigkeit und Steifigkeit und damit das Erreichen der Zielvorgaben nachgewiesen.

VI. Konzeptüberarbeitung

VI.1 Bauunterlagenüberarbeitung und Freigabe

Nach der im Kapitel V erörterten Baumuster-Qualifikation wurden die Zeichnungsunterlagen überarbeitet und zur Fertigung des ersten 25,2 m langen Flügel freigegeben. Auf Basis von Erkenntnissen aus der Großbauteilfertigung (Kapitel IV) wurden zwischenzeitlich detaillierte Fertigungs- und Kontrollvorschriften erarbeitet und ebenfalls freigegeben.

VI.2 Überarbeitung Fertigungskonzept

VI.2.1 Schaumkern einbringen

Bei Fertigung des Baumusters (Pkt. IV,2,1 hat es sich gezeigt, daß es sehr zeitintensiv ist, die Schaumplatten einzeln einzupassen. Darüberhinaus war die Verklebung der Schaumplatten untereinander nicht immer einwandfrei, da der zum Verkleben erforderliche Anpreßdruck (Gewichte), nur in Richtung der Laminatschalen aufgebracht werden konnte. Auf Grund dieser Problematik wird bei den Großflügeln der Schaumkern wie folgt eingeklebt:

In die Laminatschale werden ca. 3 mm dicke Schaumstreifen in Blattlängsrichtung eingeklebt. Dadurch erhält der Schaumkern einen definierten Abstand von der Laminatschale und braucht nur noch grob zugeschnitten werden. Durch den definierten Spalt ist eine einwandfreie Verklebung der ganzen Schaumkernfläche mit der Schale durch das kalt expandierende Schaumsystem XB 3054 gewährleistet. Darüberhinaus werden ca. 10 grob zugeschnittene Schaumplatten mit Hilfe von Schraubzwingen zu einem Block verklebt. Die Verklebung der Blöcke untereinander erfolgt anders wie bei der Baumusterfertigung ebenfalls mit XB 3054. Auf Grund dieser Verbesserungen ist ein Risiko durch etwaige Fehlverklebungen nahezu ausgeschlossen.

VI.2.2 Schaumkern abrichten

Während der Abrichtarbeiten am Baumuster (Pkt. IV.2.2) erwies sich das Abrichtwerkzeug (raspelartige Topfscheibe) wegen zu geringer Zerspanungsleistung auf Grund der Spangröße und zu geringen möglichen Vorschubgeschwindigkeiten als unzureichend.

Für die Fräsarbeiten am großen Flügel wurde ein eigenes Werkzeug konstruiert und gebaut. Das Werkzeug besteht aus einer ebenen Aluminiumplatte, in die in 4 Aussparungen Hobelmeißel eingesetzt wurden. Mit diesem Werkzeug konnten auf Grund seiner guten Schnittleistung die Fräszeit am Großflügel auf ca. 1/4 der Fräszeit beim Baumuster verkürzt werden.

Die beim Schaumfräsen störende GfK-Rippe bei $R = 6 \text{ m}$ (Werkzeugverschleiß) wird erst nach dem Fräsen eingebaut.

VI.2.3 Überarbeitung Beschneidekonzept

Das in Pkt. IV.4 durchgeführte Durchtrennen des Anschlußquerschnitts führte wegen Führungsungenauigkeiten und diskontinuierlichem Trennen zu Stufungen in der Anschlußebene die mit verhältnismäßig hohem Nacharbeitsaufwand beseitigt werden mußten.

Zum Beschneiden der Großflügel wurde eine neue Vorrichtung konstruiert und gefertigt, die durch ein in Blattumfangsrichtung kreisendes Diamantblatt das kontinuierliche Trennen der ca. 90 mm dicken Blattanschlußlamine ermöglicht. Dadurch läßt sich der erforderliche Nacharbeitsaufwand auf ein Minimum beschränken.

VI.2.4 Überarbeitung Bohrkonzep

Beim Bohren des Baumusters (Pkt. IV.5) war ein Vorbohren in bis zu vier verschiedenen Stufen erforderlich die Ihrerseits einen hohen Zeitaufwand erforderten.

Auf Grund umfangreicher Recherchen bei Spezialfirmen konnte ein Hartmetall-Bohrwerkzeug ausgesucht werden, das es ermöglicht die Bohrungen von 30 mm und 45 mm Durchmesser unter Absaugung des anfallenden Staubes in einem Schnitt mit der vorgeschriebenen Passungsgüte zu fertigen. Die Bohrvorrichtung wurde für die Verwendung dieser Werkzeuge modifiziert.

VII. Großflügel fertigung

VII.1 Komplettierung Fertigungsmittel

Für die Großflügel fertigung wurden die Laminierformen in der gleichen Weise wie im Pkt. III.1.4 beschrieben von $R = 11 \text{ m}$ bis $R = 26 \text{ m}$ installiert sowie die Fahrschienen für das Abrichtportal bis ca. 30 m verlängert. Nach optischer Vermessung und Auswertung der Einzelwerte wurden die Laminierformen vorläufig freigegeben. Nach Einlaminieren der Formheizungen, elektrischem Anschluß und Funktionskontrolle durch Aufheizen, wurden die abgekühlten Formen erneut optisch vermessen um etwaige Verschiebungen der Form rechtzeitig zu erfassen. Erst nachdem sichergestellt war, daß sich die bleibenden Verschiebungen im zulässigen Bereich bewegten, erfolgte die endgültige Freigabe der Form zur Fertigung

VII.2 Fertigung der Laminatschalen

Die Fertigung der 26 m langen Laminatschalen erfolgte analog der in Pkt. IV.1 beschriebenen Fertigung der Baumuster-Laminatschalen ohne fertigungstechnische Änderungen.

VII.3 Fertigung des Schaumkerns

Bis zum Berichtszeitpunkt (28.2.81) erfolgte das Einkleben und Abrichten der Schaumkerne in der in Pkt. VI.2.1 und 2.2 beschriebenen überarbeiteten Form incl. Fertigung der Trimmkammern

VIII. Quellenverzeichnis

- | | |
|---------------|--|
| Gatter, W. | Schwingungsmessungen am inneren
Abschnitt des WEC-Blattes
MBB/FE173/S/TR12
vom 26.6.1980 |
| Pfeifer, K. | TN-DE 133-1/81
vom 23.1.1981 |
| Krautwald, R. | Statusbericht Rotorblattentwicklung ET 4343A
für Windenergieanlage "Stötten 40707b"
Stand: 30.3.1980 |

VIII. Bildteil

Windenergietechnik.

Test-Rotorblatt eines VOITH-Wind-Energie- Converters (WEC).

Technische Daten:

Rotorblatt

Material	CFK = Carbonfaser
Länge des gezeigten Objektes	11 m
Länge des betriebsfertigen Rotorblattes (größtes CFK-Bauteil der Welt)	26 m

Hersteller

MBB
Halle 7,
Stand 201/301.

Converter

Rotorart	2 Blätter
Rotordurchmesser	52 m
Rotordrehzahl	37 U/min
Rotornennleistung	316 kW bei 8,5 m/s Wind
Aufgabe	Stromerzeugung
Hersteller	Voith Getriebe KG/ Lufttechnik Halle 13, Stand 603/703.

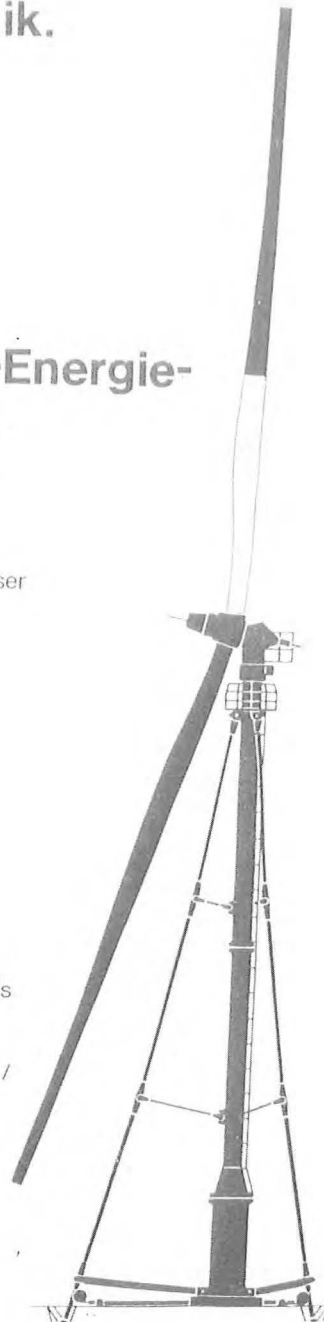


Bild 1

WEC-Converter
heller Bereich des Flügels: Baumuster

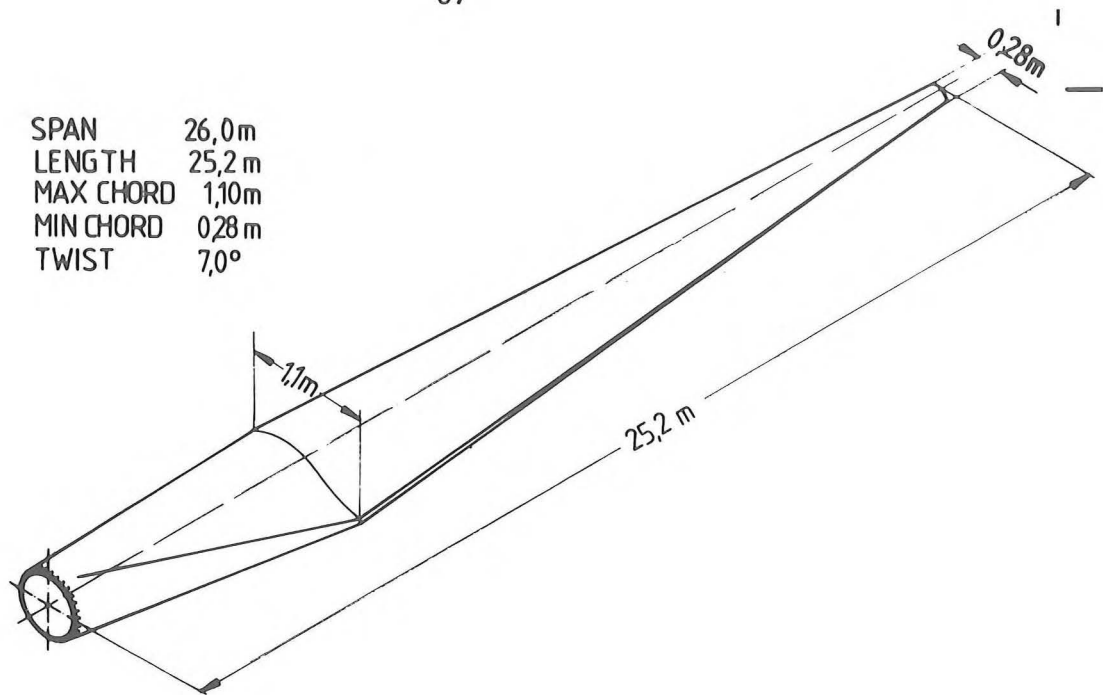


Bild 2

Abmessungen des Rotorblattes

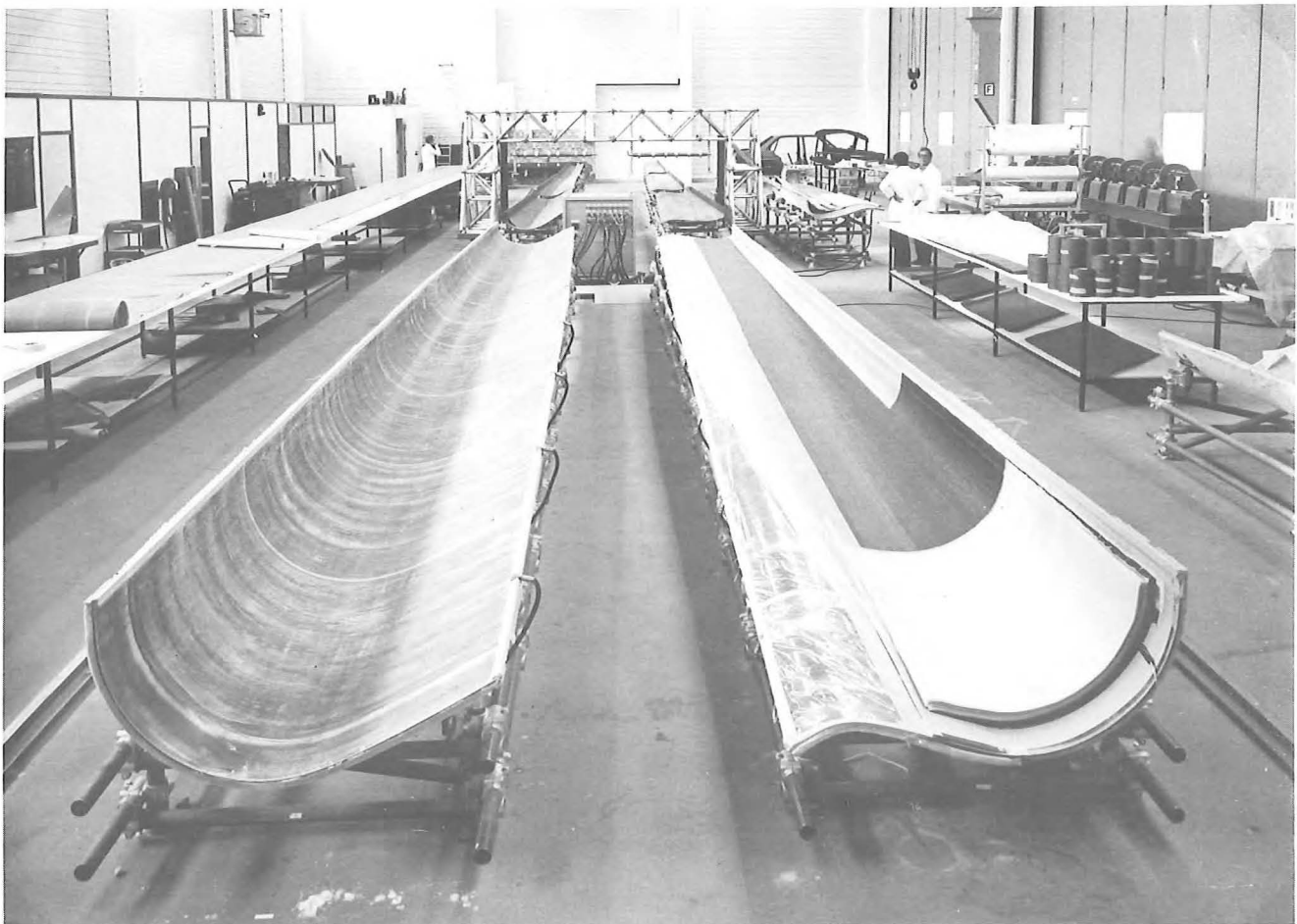
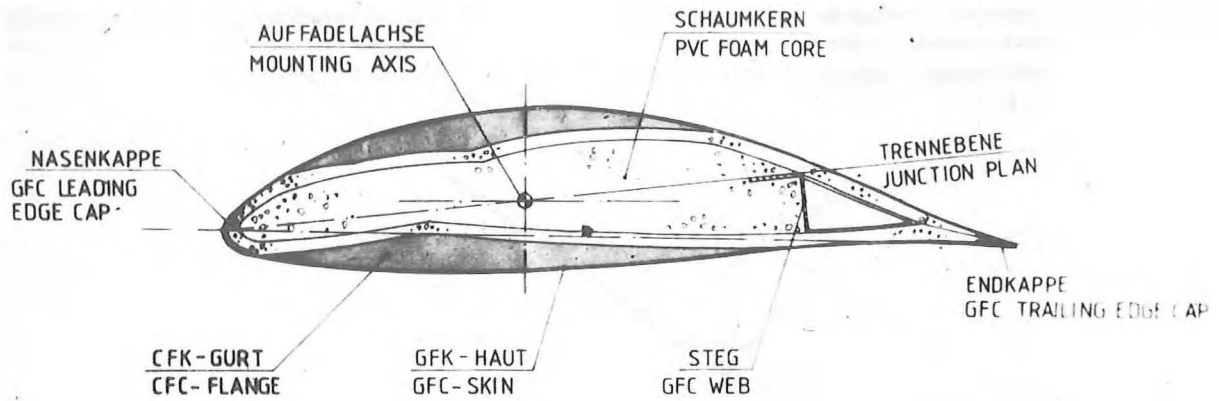


Bild 3

Gesamtansicht der WEC-Baumusterfertigung



ALL SECONDARY BONDINGS WITH USE OF LIQUID (FOAMING) EPOXY ADHESIVE

Bild 4

Blattquerschnitt

K O N S T R U K T I V E R A U F B A U

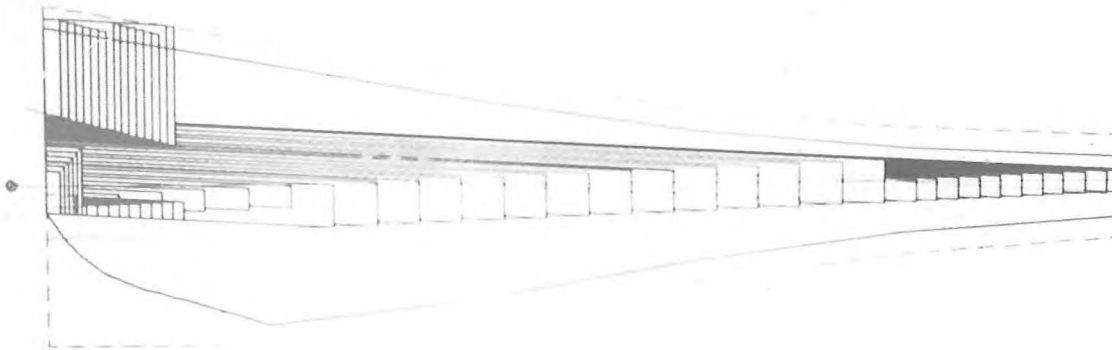


Bild 5

Laminataufbau

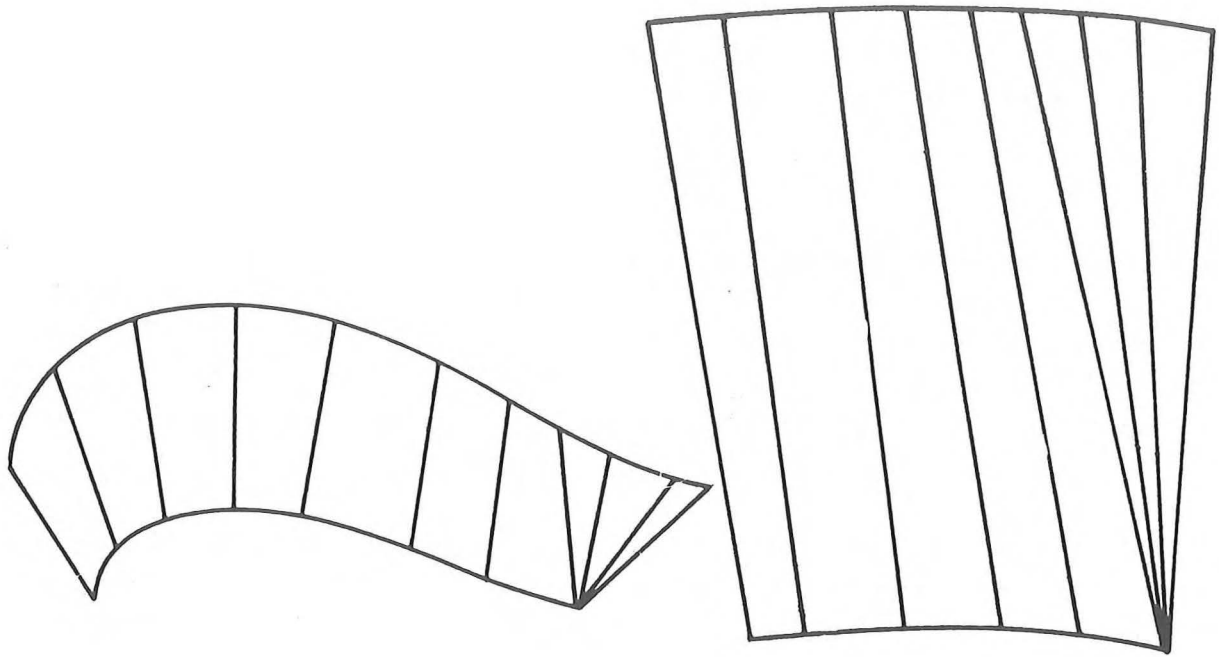


Bild 6

Abgewinkelte Fläche einer Formschale

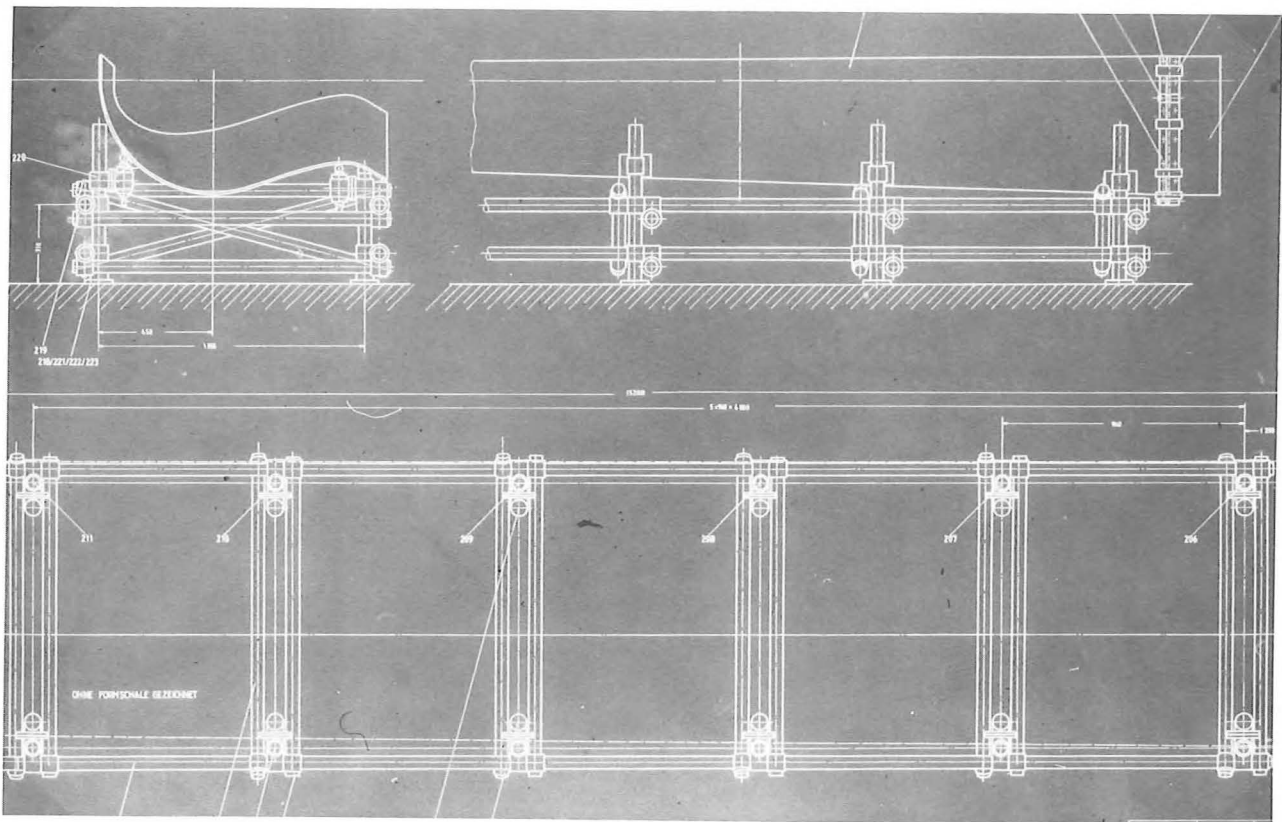


Bild 7

Skizze der Laminierform (1 Schuß)

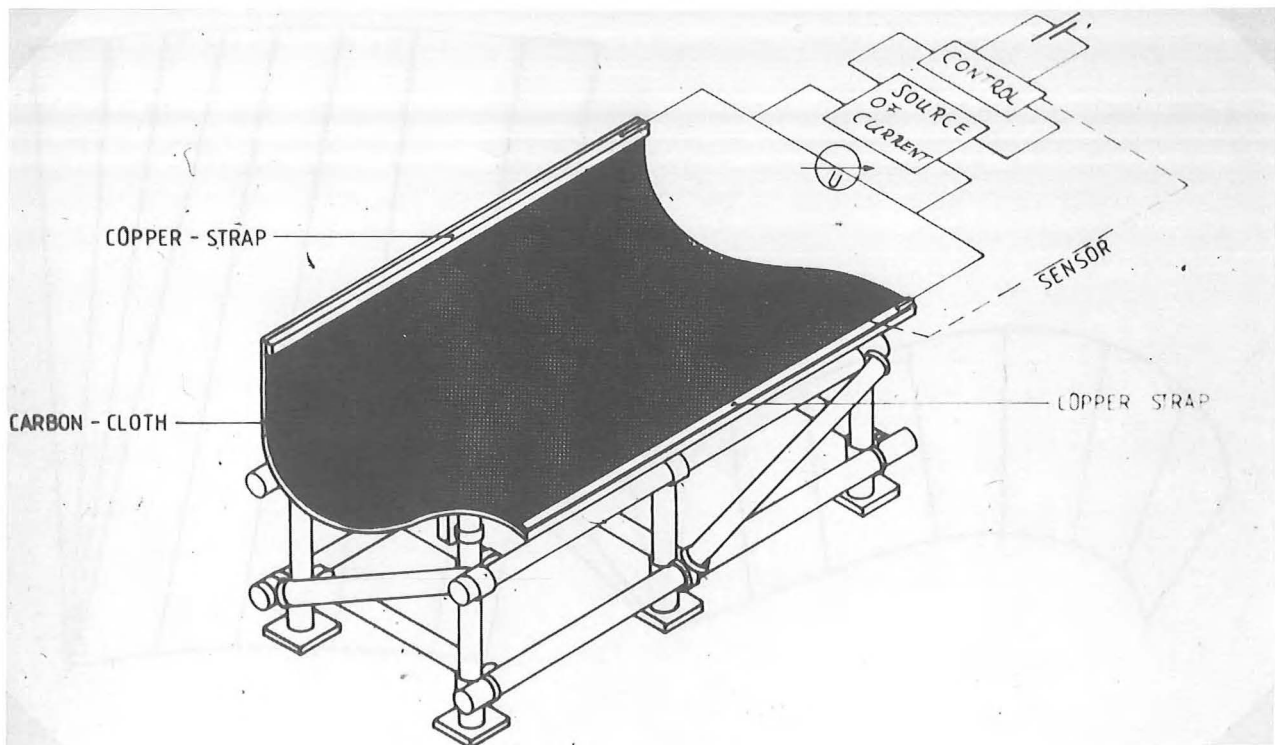


Bild 8

Skizze der Formbeheizung



Bild 8

Auflagerpunkt (höhenverstellbar) der Form-
schale
links oben: Führungsschiene

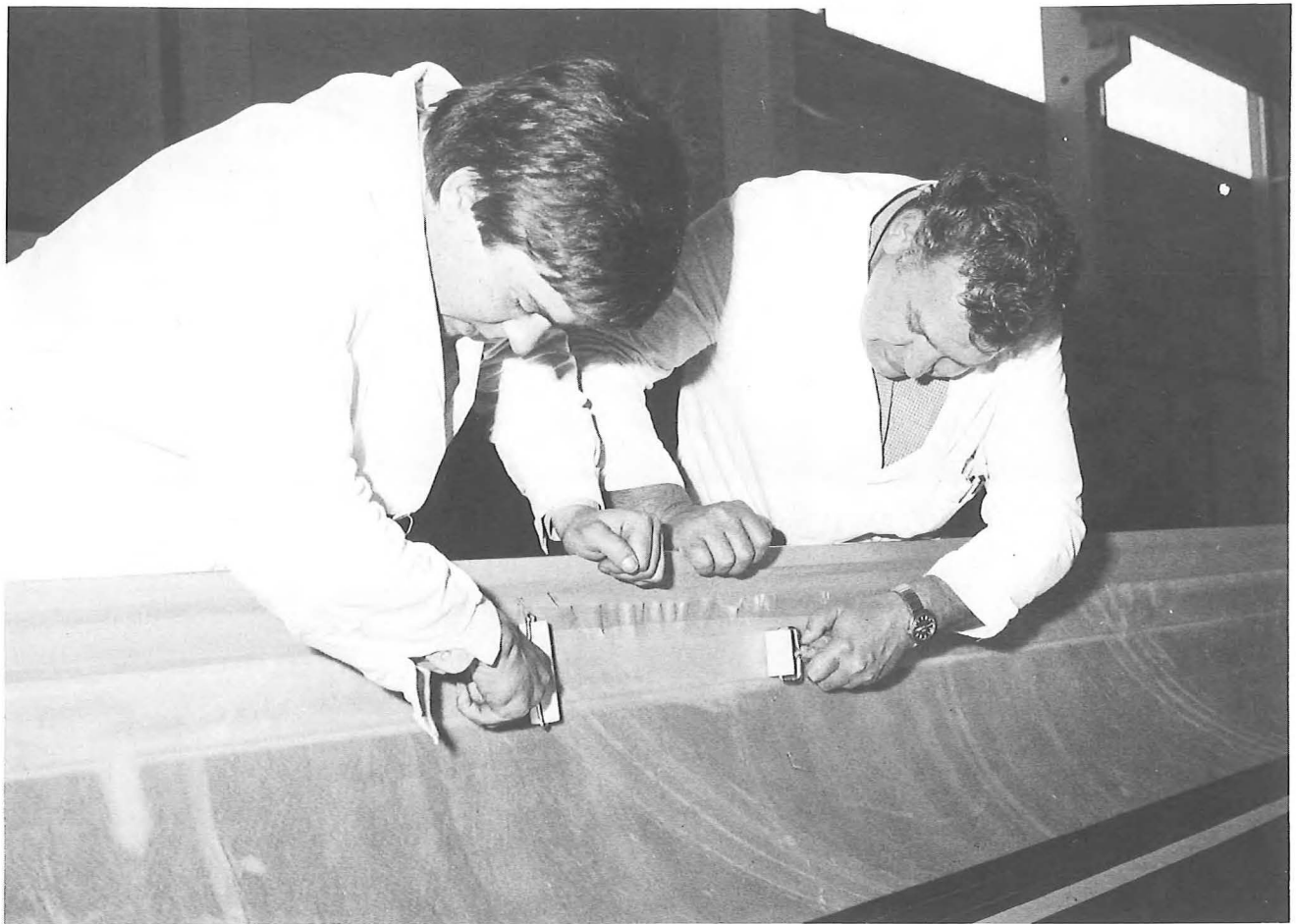


Bild 9

Anrollen der Torsionslagen auf Durchsatz



Bild 10

Positionieren der Carbon-Prepregs



Bild 11

Abreißen der Schutzfolie

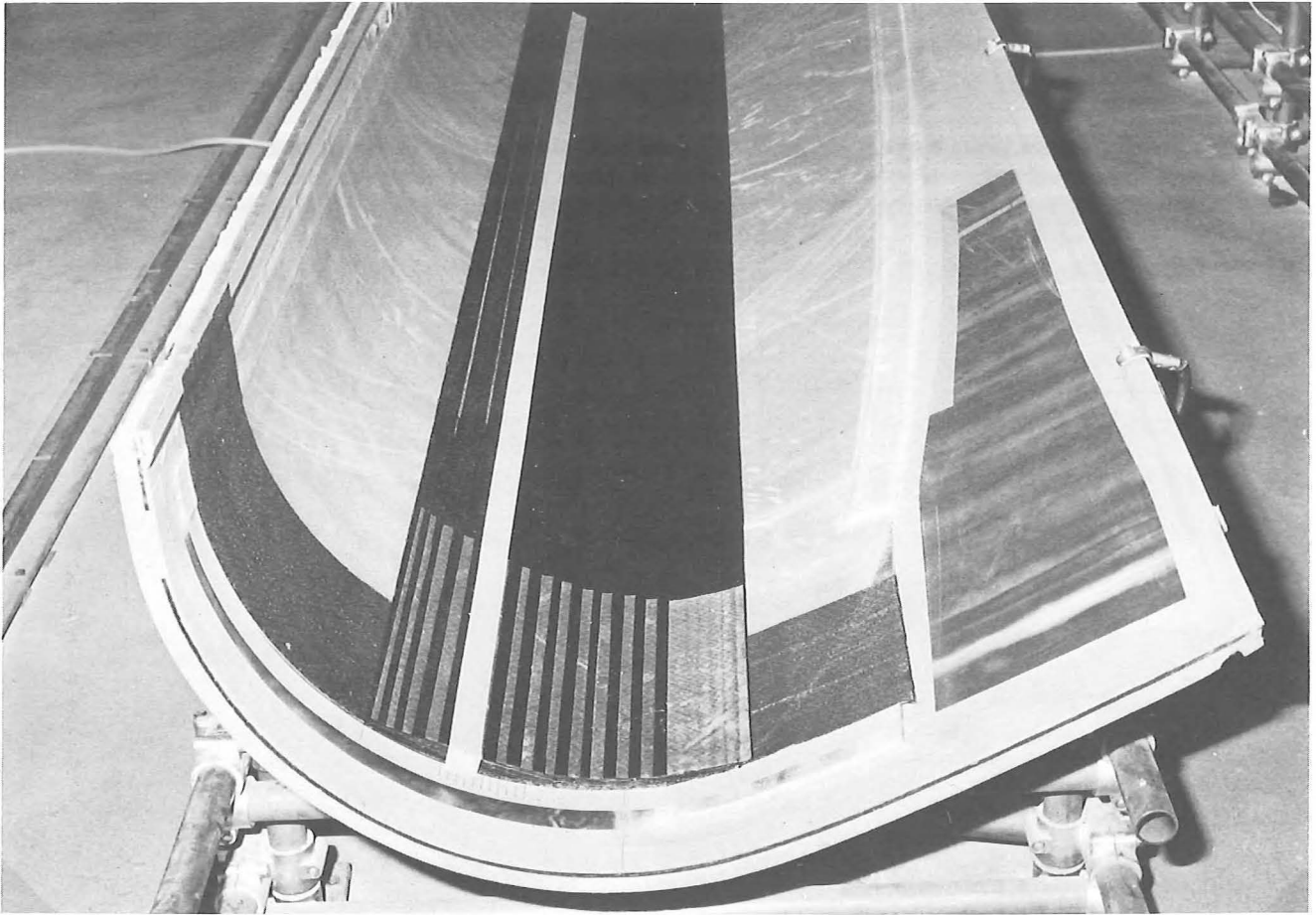


Bild 12

Gurtlagen mit eingeschäfteten Glasfaser-Prepregs
 weiß: $\pm 45^\circ$ Torsionslaminat

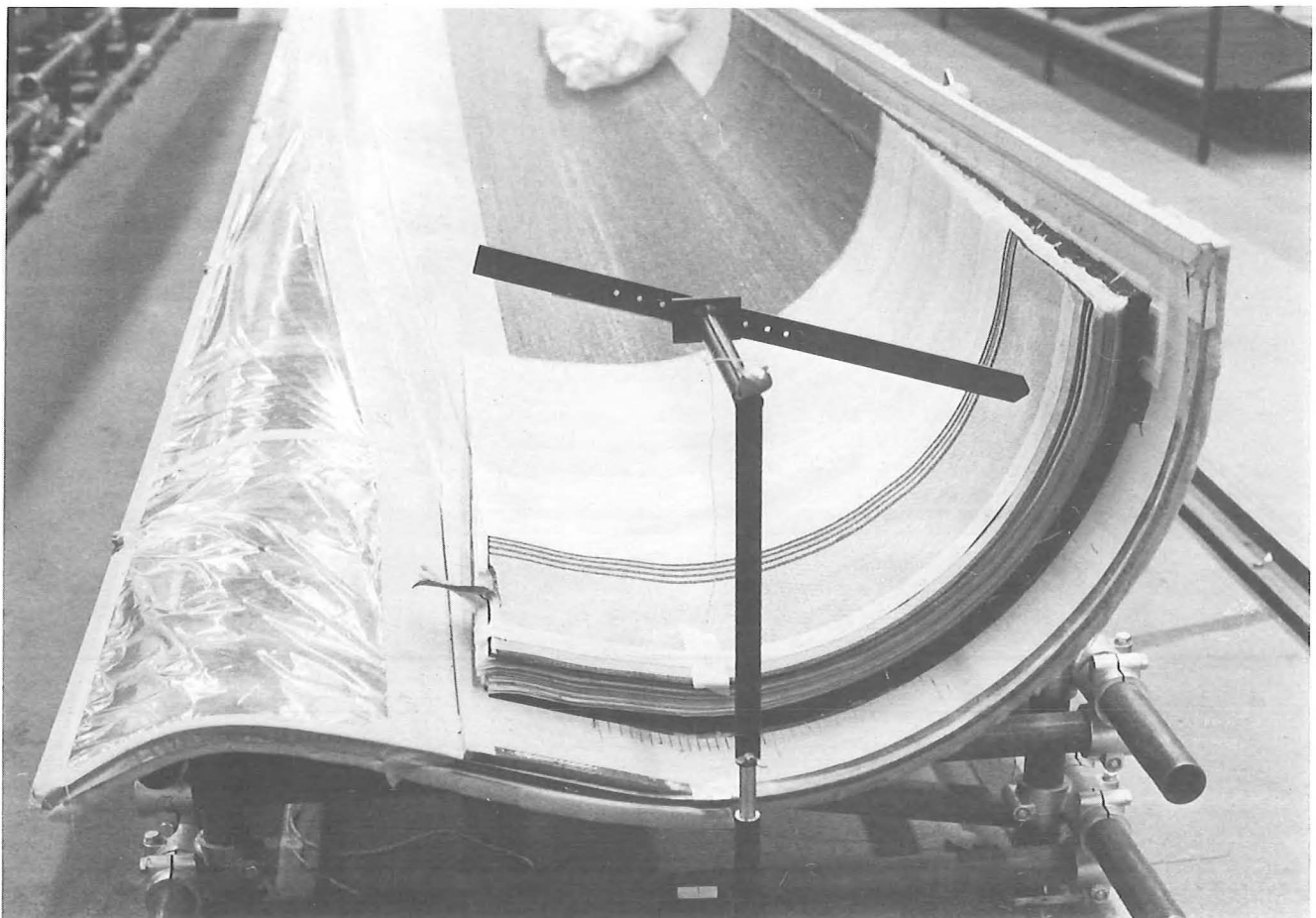


Bild 13

Im Anschlußbereich aufgebautes Keillaminat

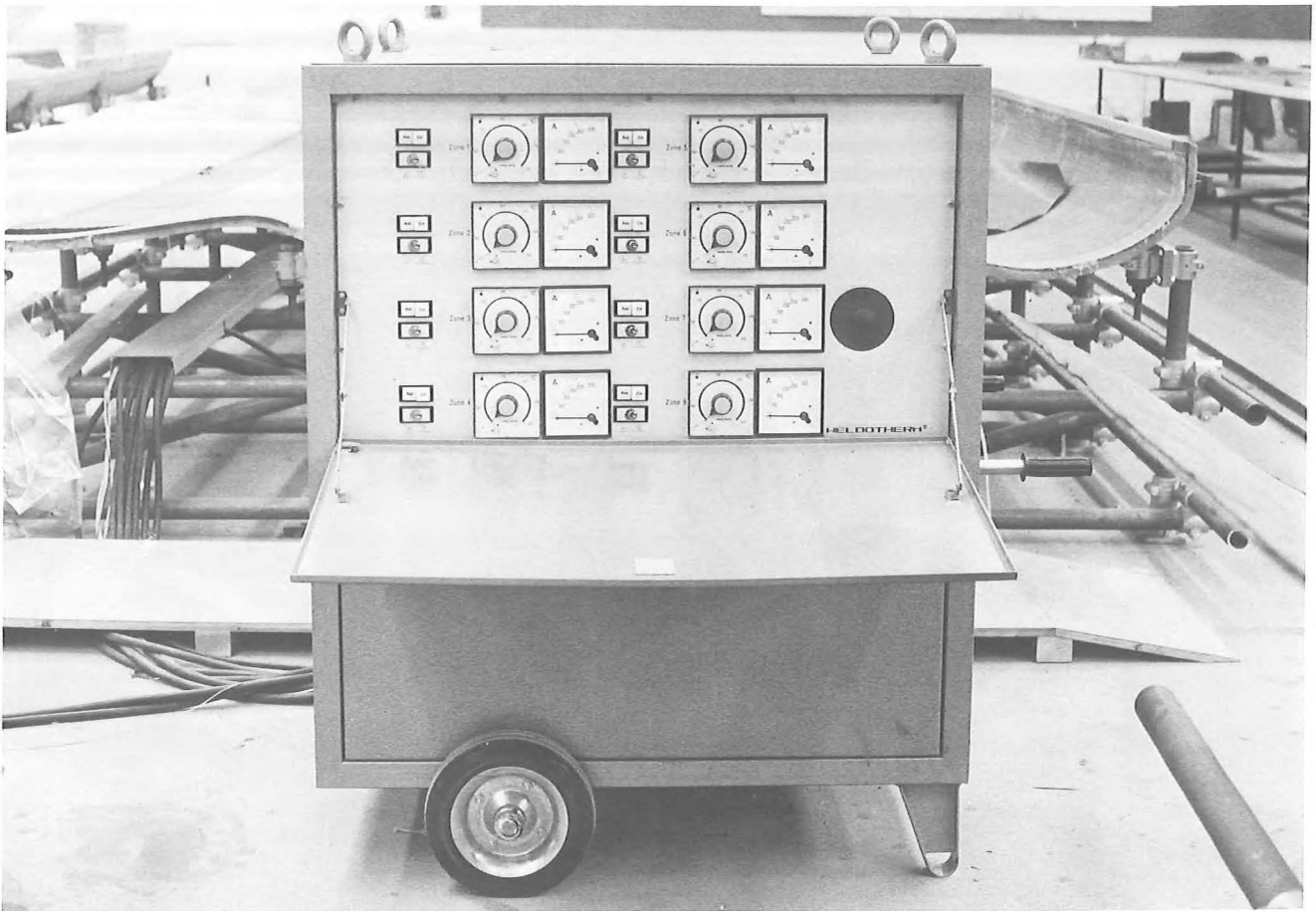


Bild 14

Heizgerät mit 8 Regelkreisen



Bild 15

Ausgehärtete Laminatschale

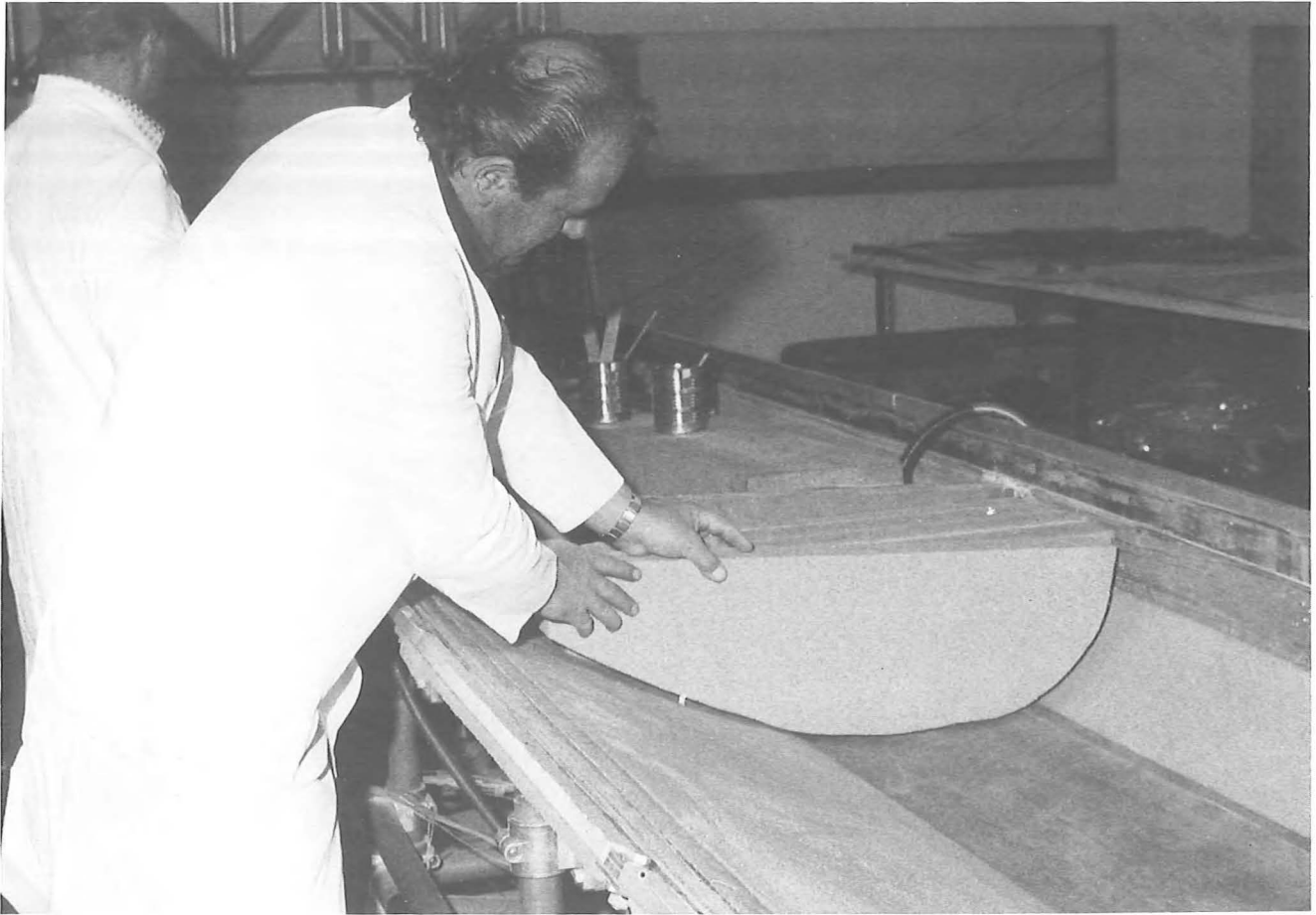


Bild 16

Einkleben des Schaumkerns bei Baumusterfertigung

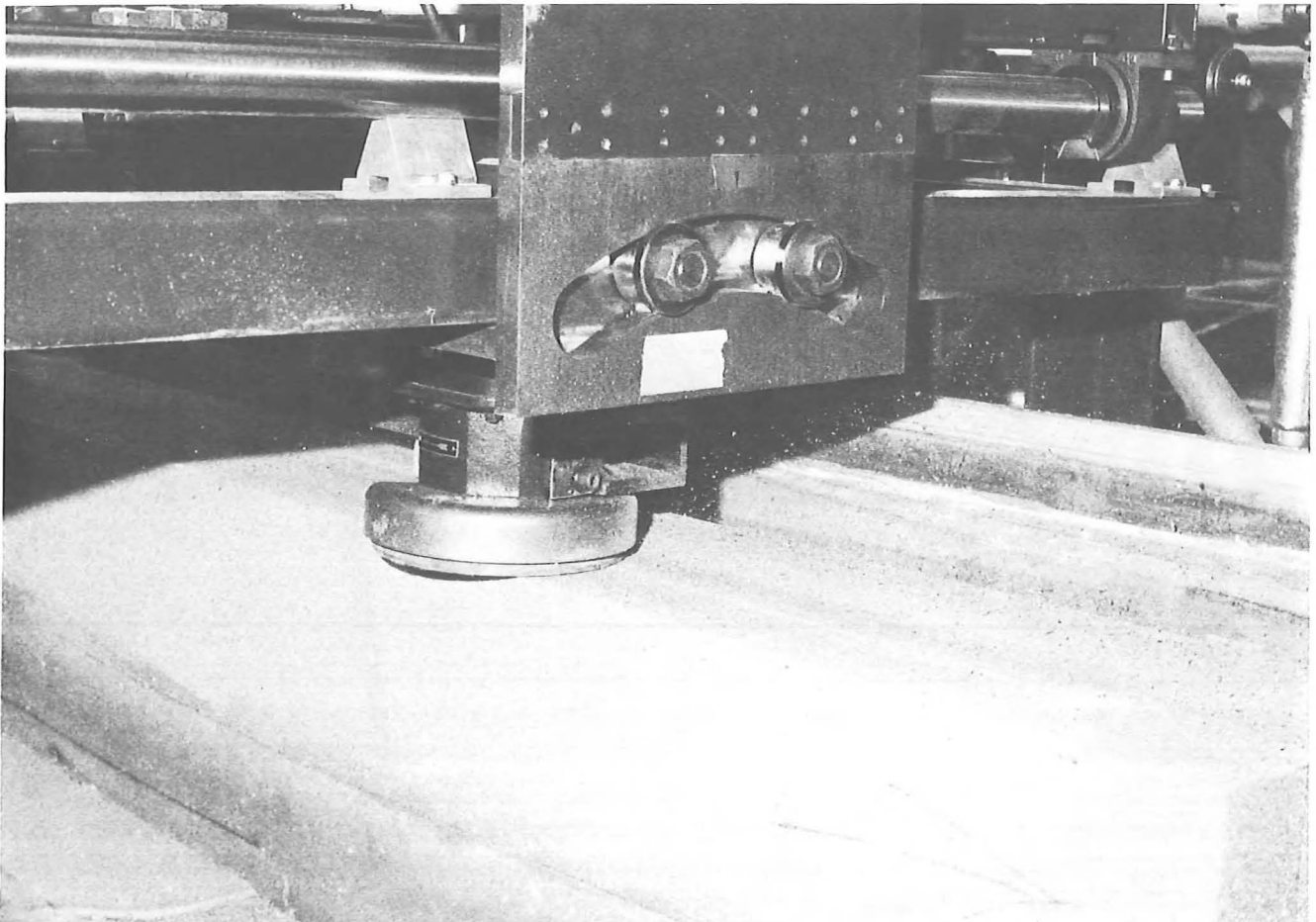


Bild 17

Abrichtwerkzeug beim Fräsen des Schaumholms

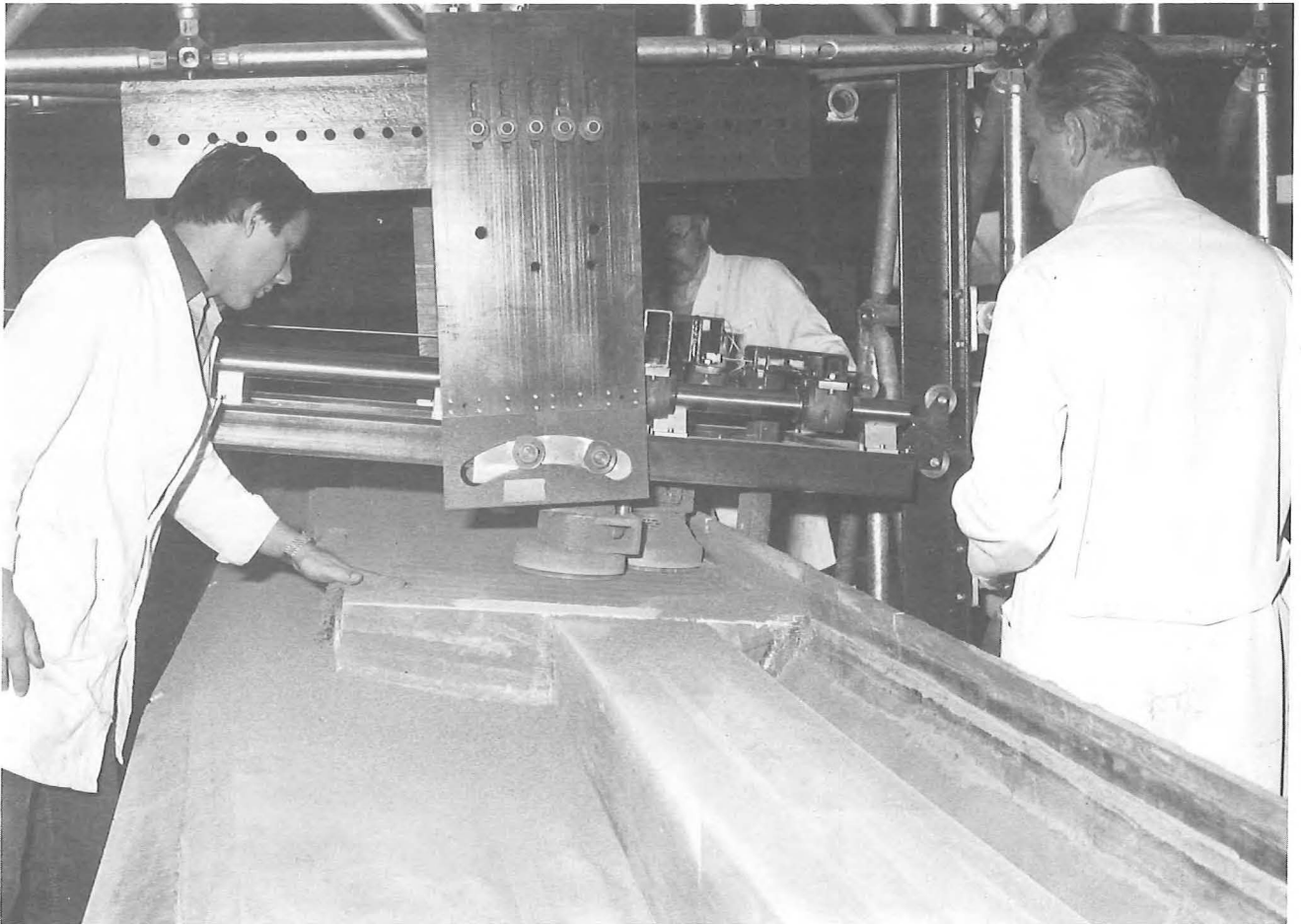
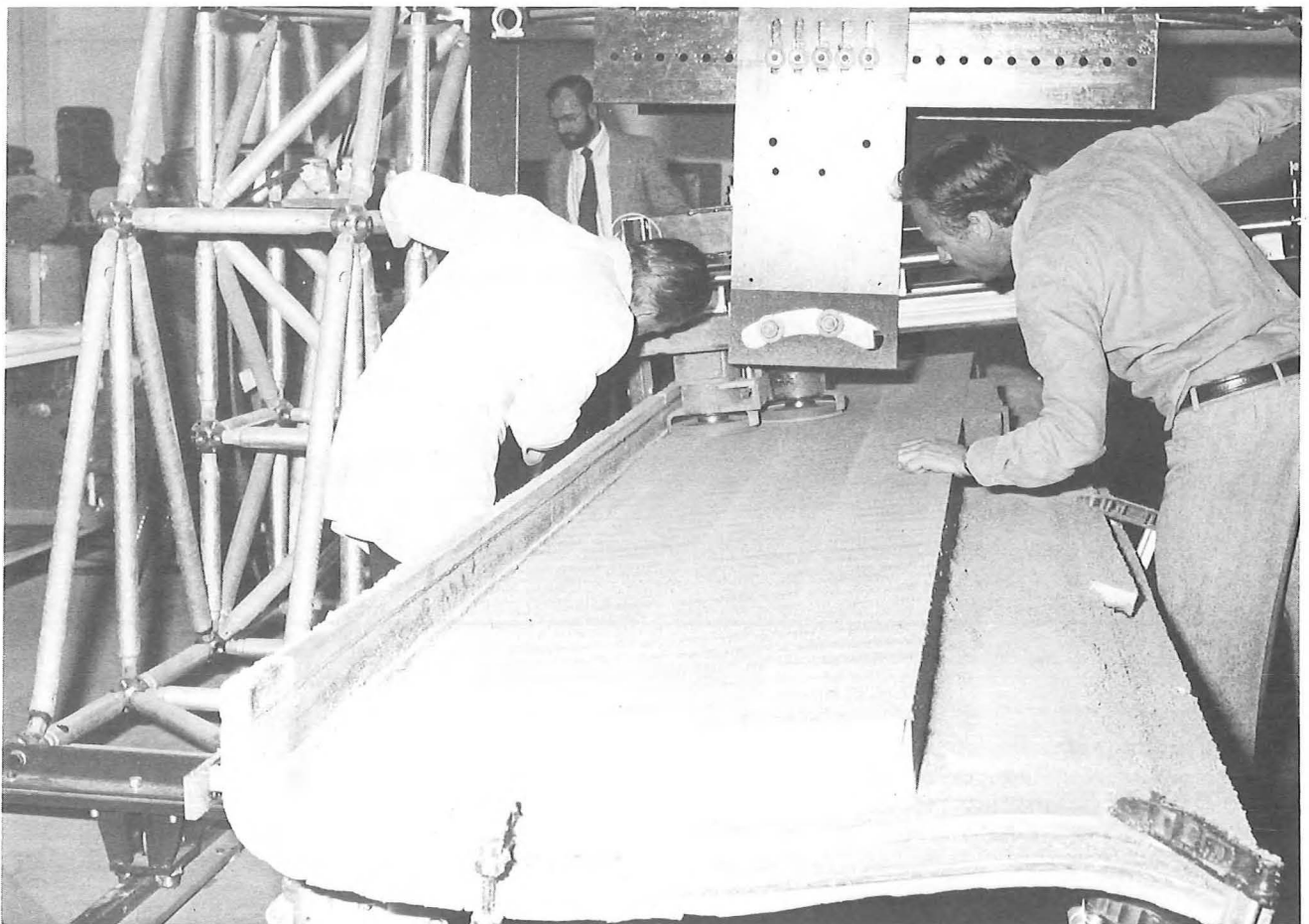


Bild 18 u. 19 Abrichten des Schaumkerns



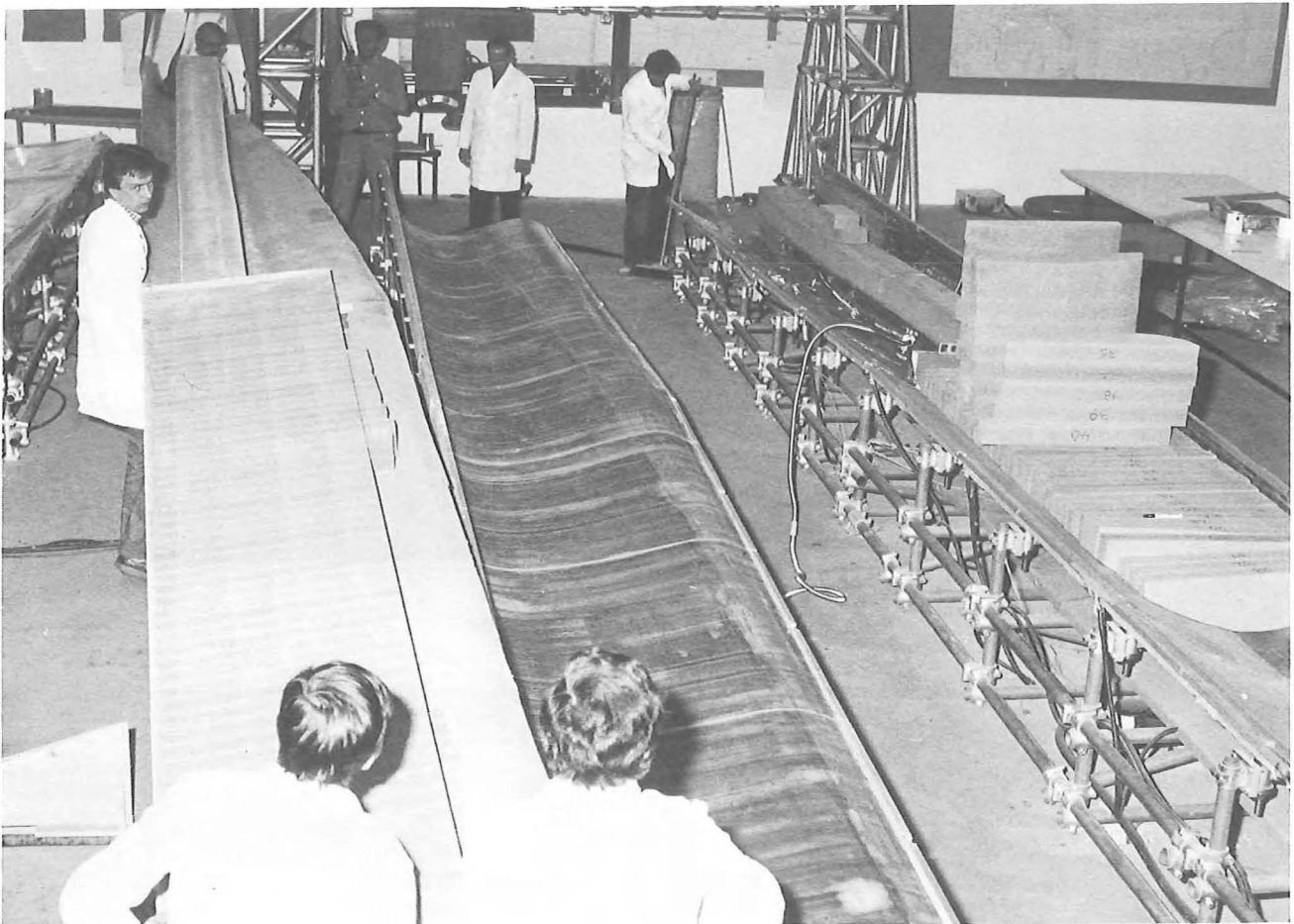


Bild 20

Entformen einer Baumuster-Halbschale

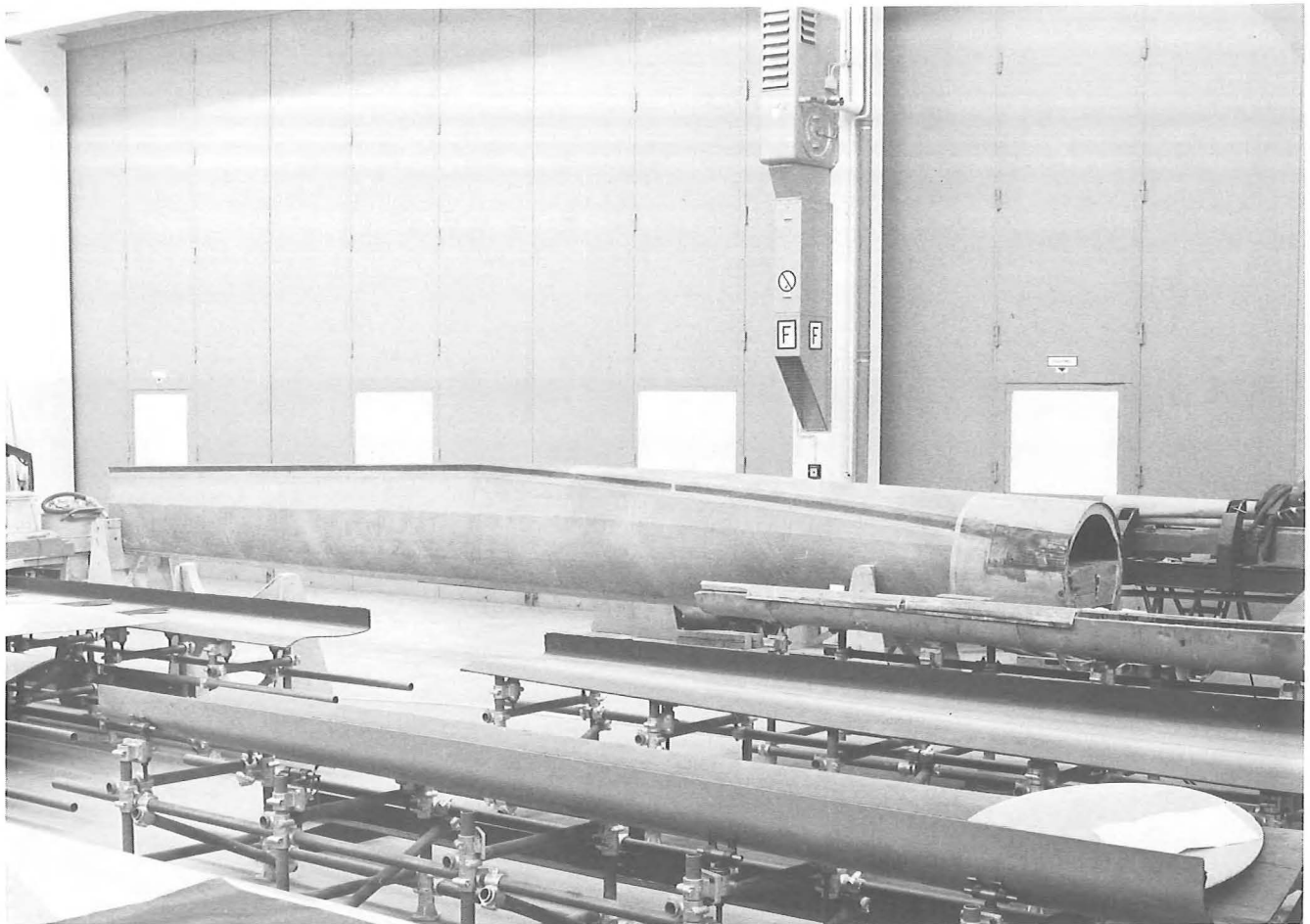
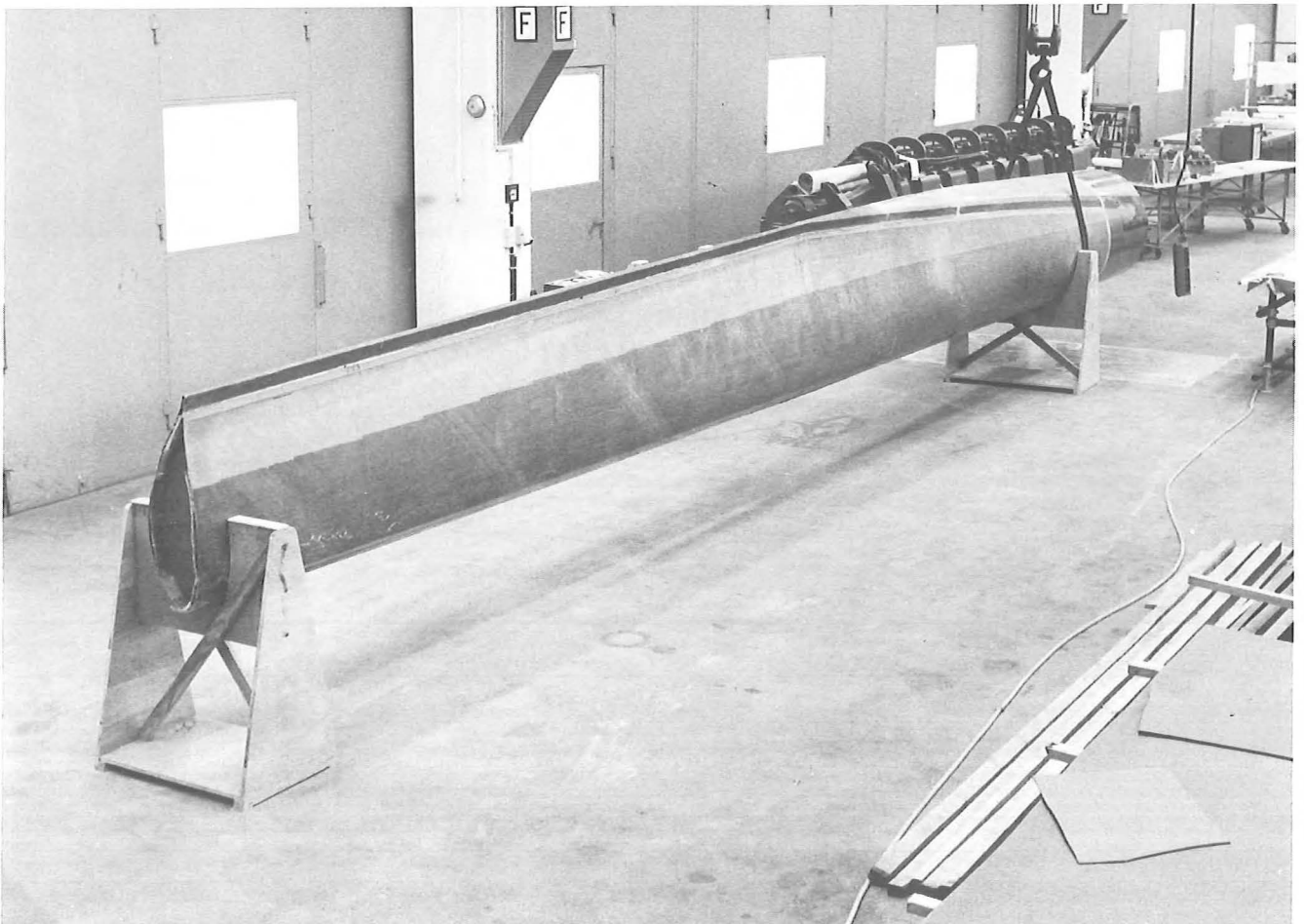


Bild 21 u. 22 Fertig verklebtes Baumuster



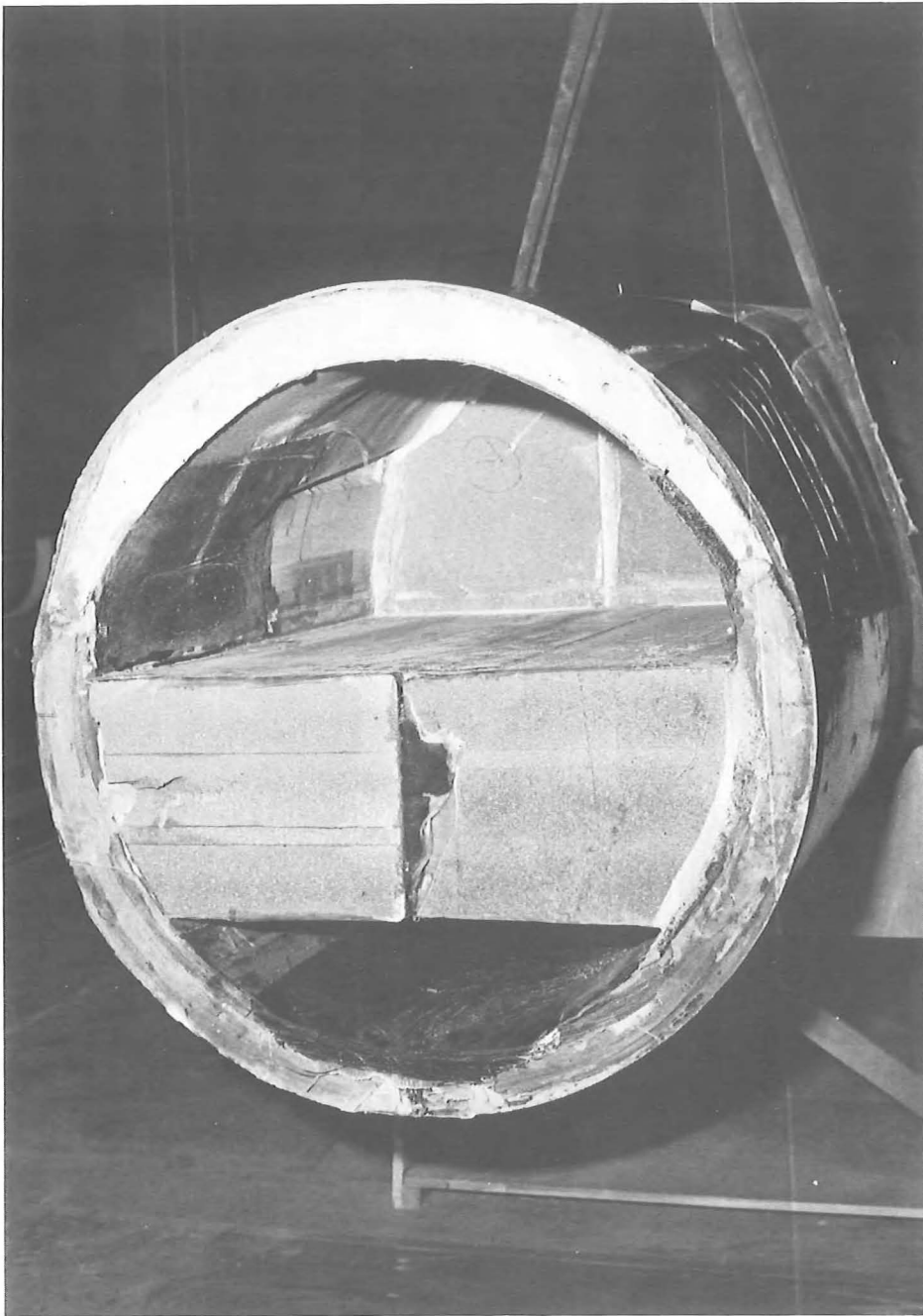


Bild 23

Rohzustand der Blattanschlußfläche bei
Radiusstelle 0,8 m (vor Beschneiden)



Bild 24

Rohzustand des Blattendes an Radiusstelle
11 m (vor Einbau der Rippe)



Bild 25 Beschneiden des Anschlußquerschnittes

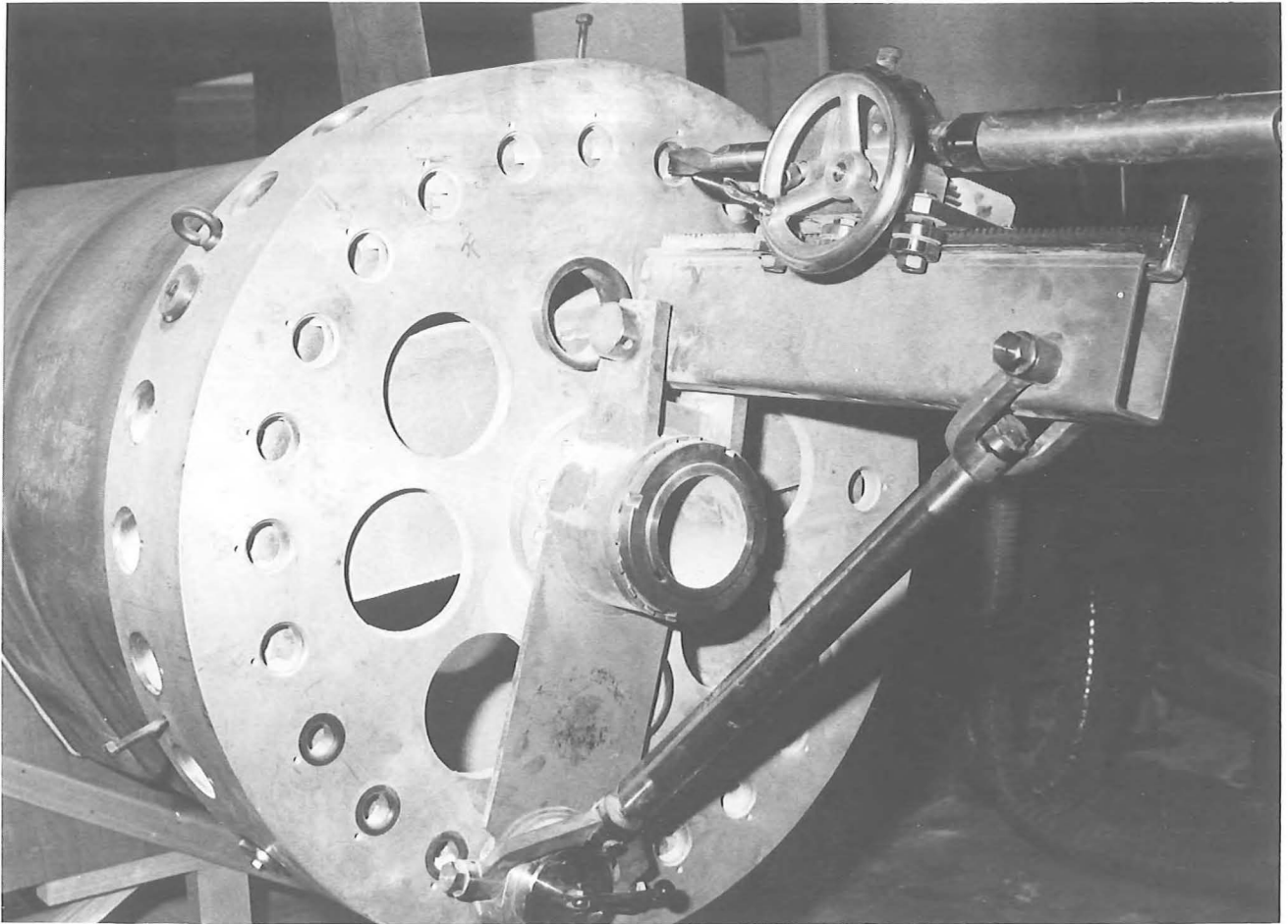


Bild 26

Bohrvorrichtung



Bild 27

Bohren der Sacklöcher \varnothing 30

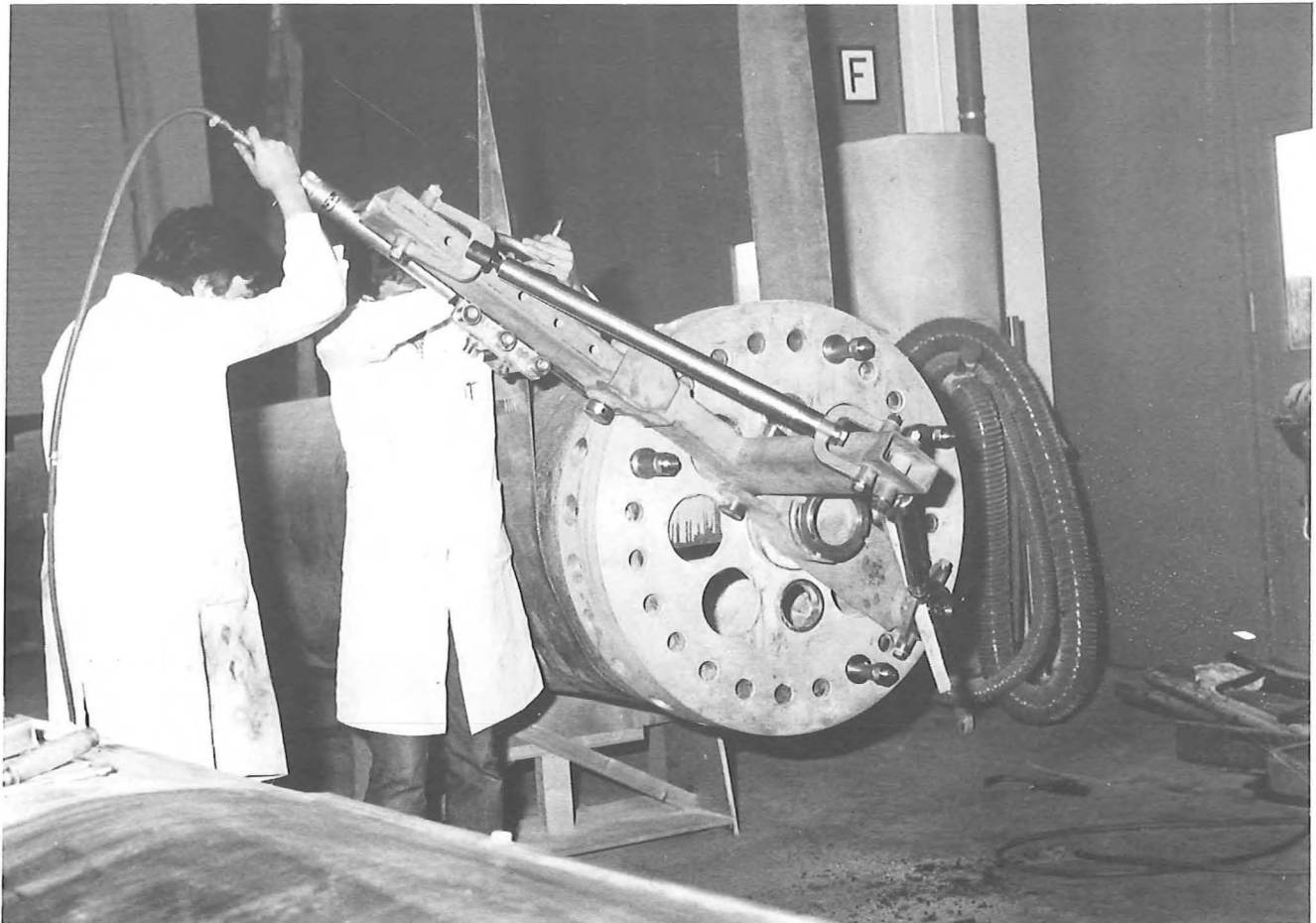


Bild 28

Bohren der Querbolzenlöcher \varnothing 45



Bild 29

Präsentation des Baumusters auf der
Hannover Messe 1980

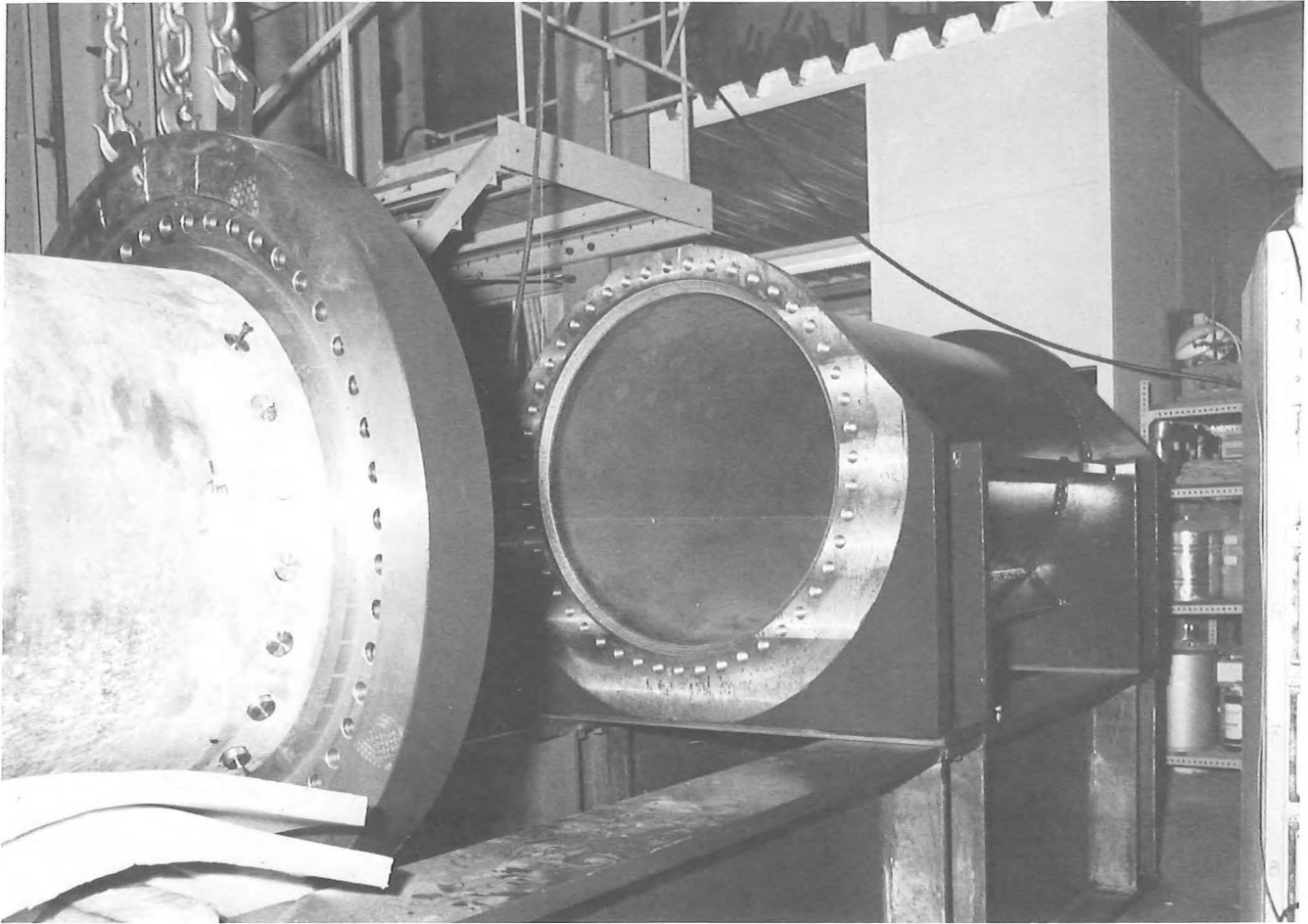


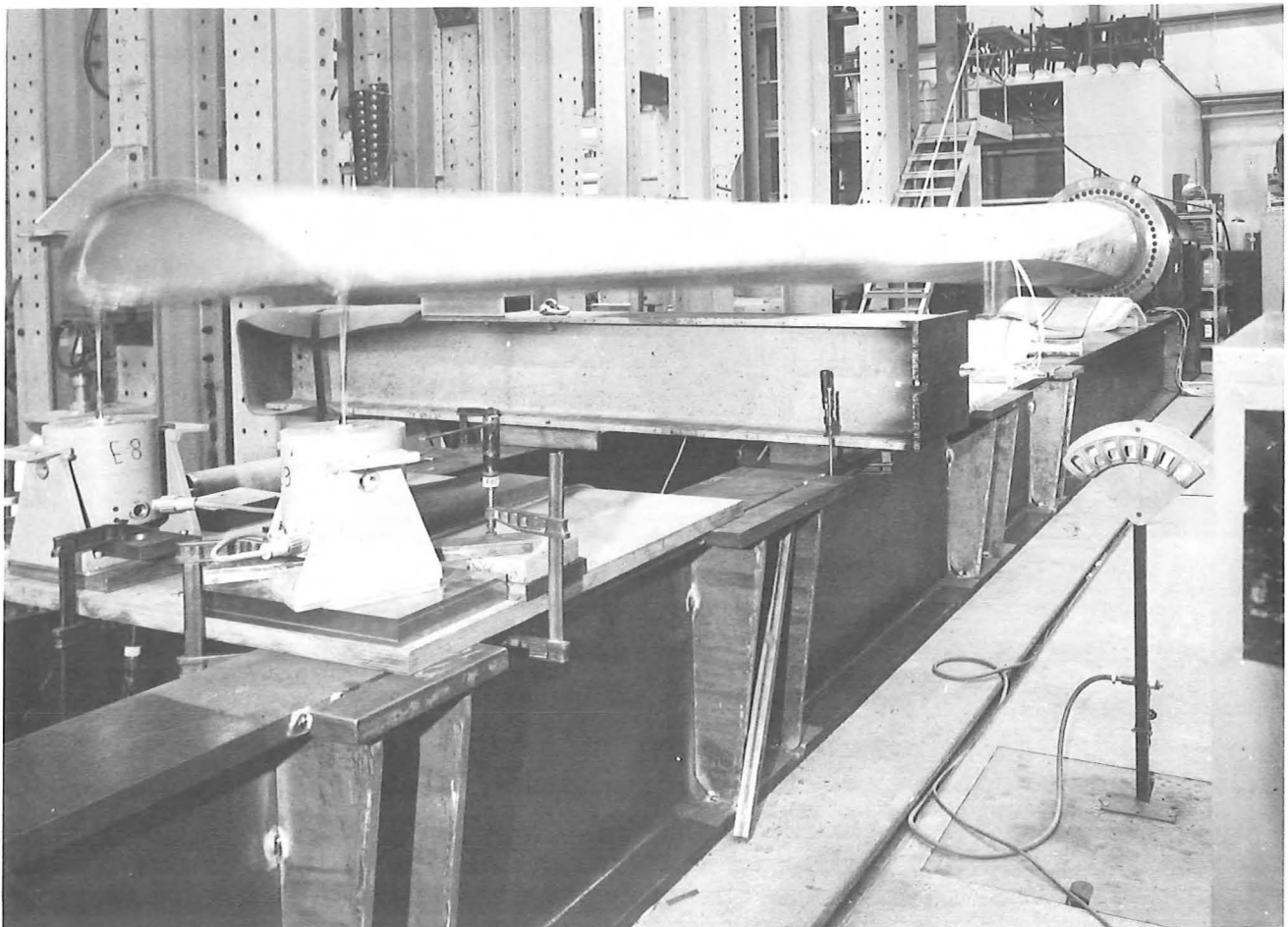
Bild 30

Aufflanschen des Bauteils zur Baumustererprobung
an Test-Vorrichtung



Bild 31 u. 32

Dynamischer Test



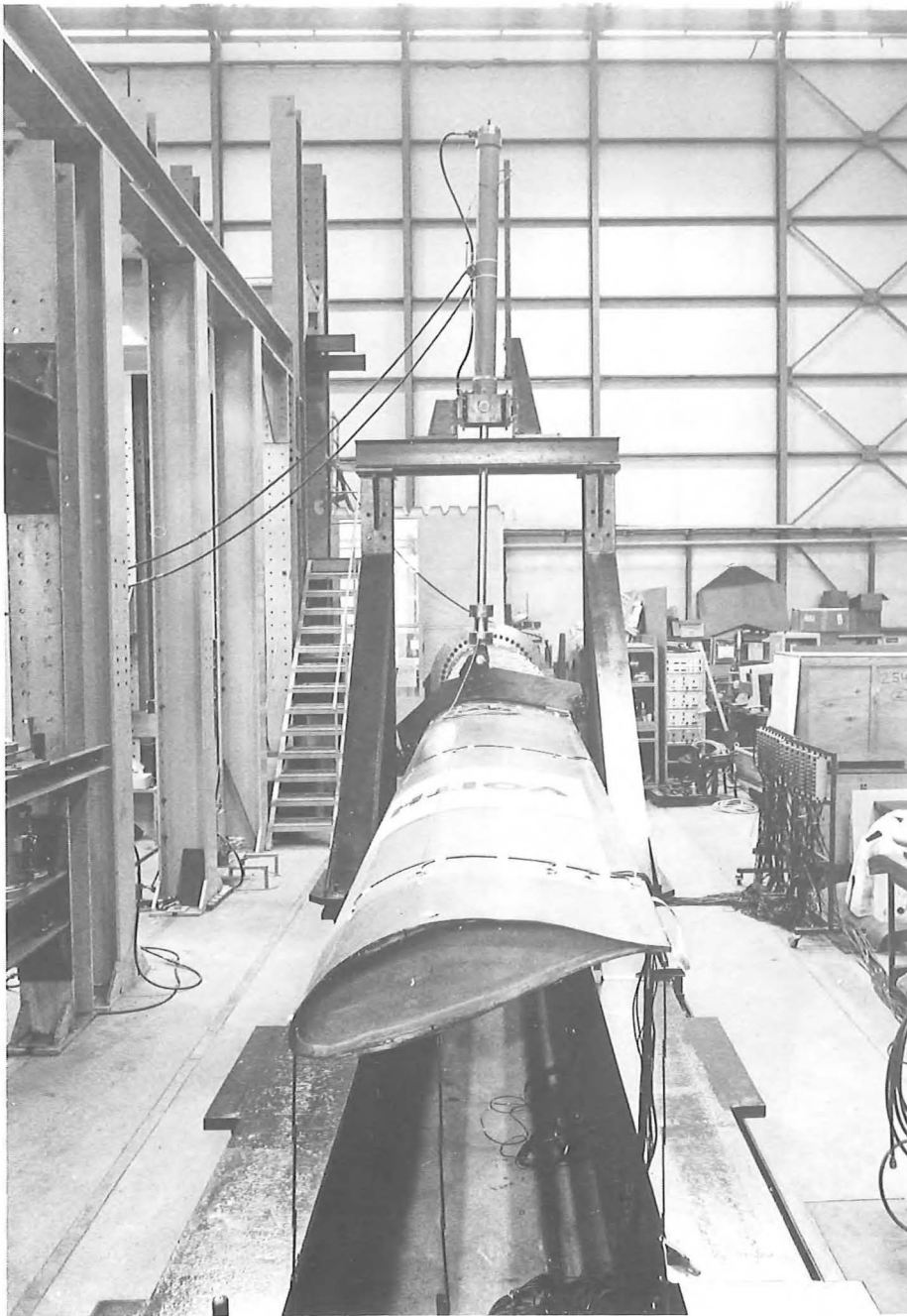


Bild 33

Statischer Test bei $R = 6 \text{ m}$

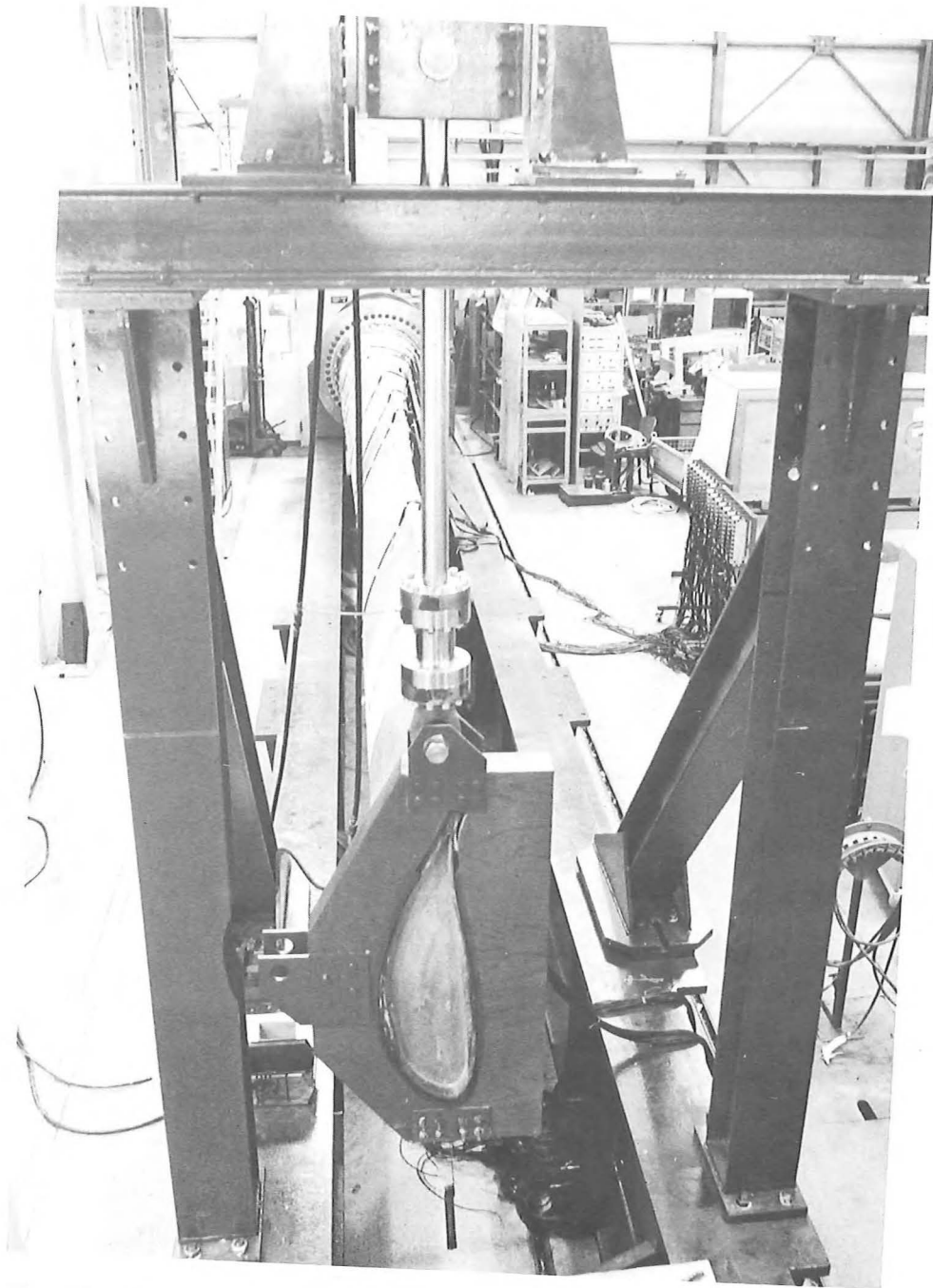


Bild 34

Belastung in Schwenkrichtung
bei $R = 10,7 \text{ m}$

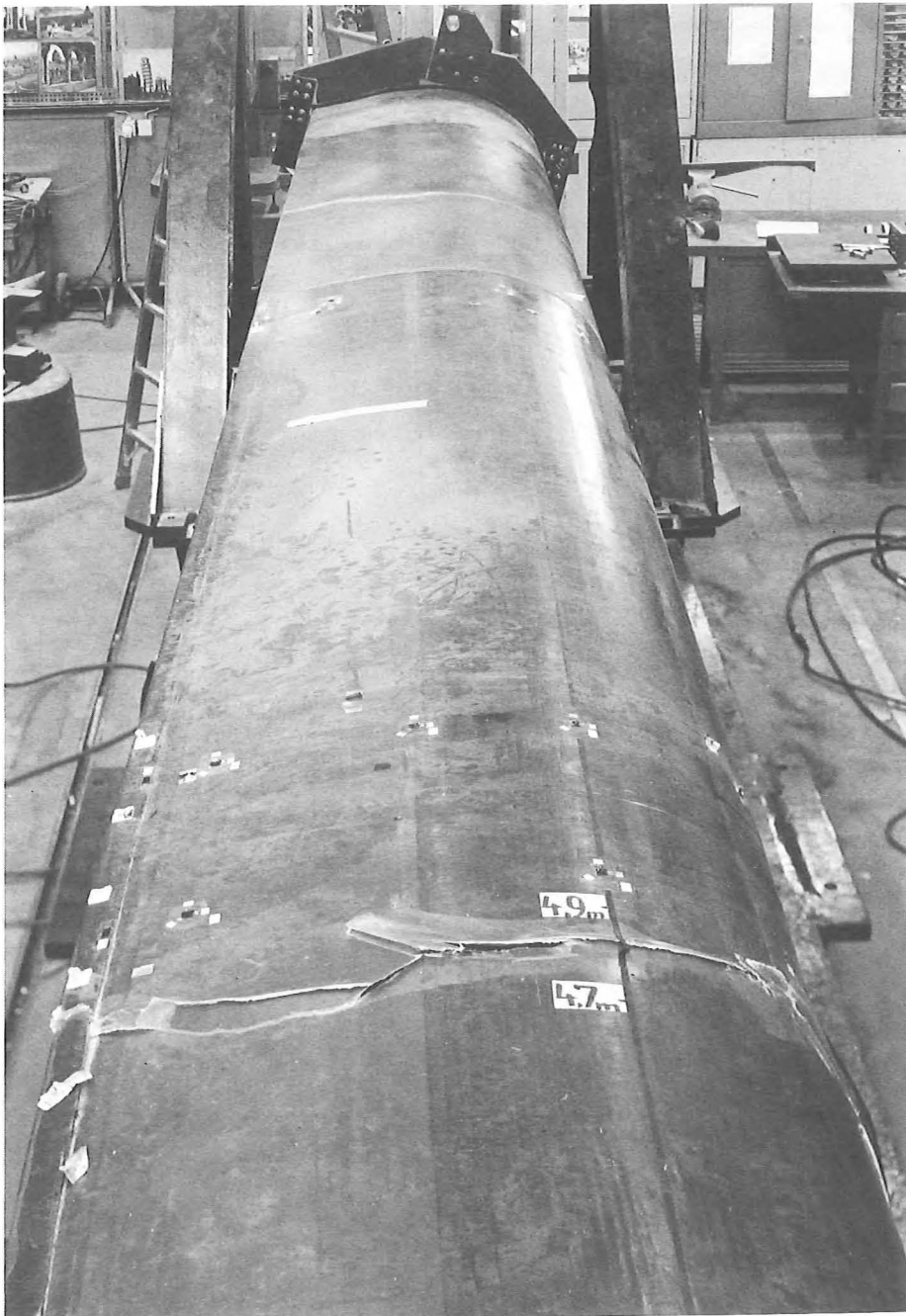


Bild 35

Bruchversuch

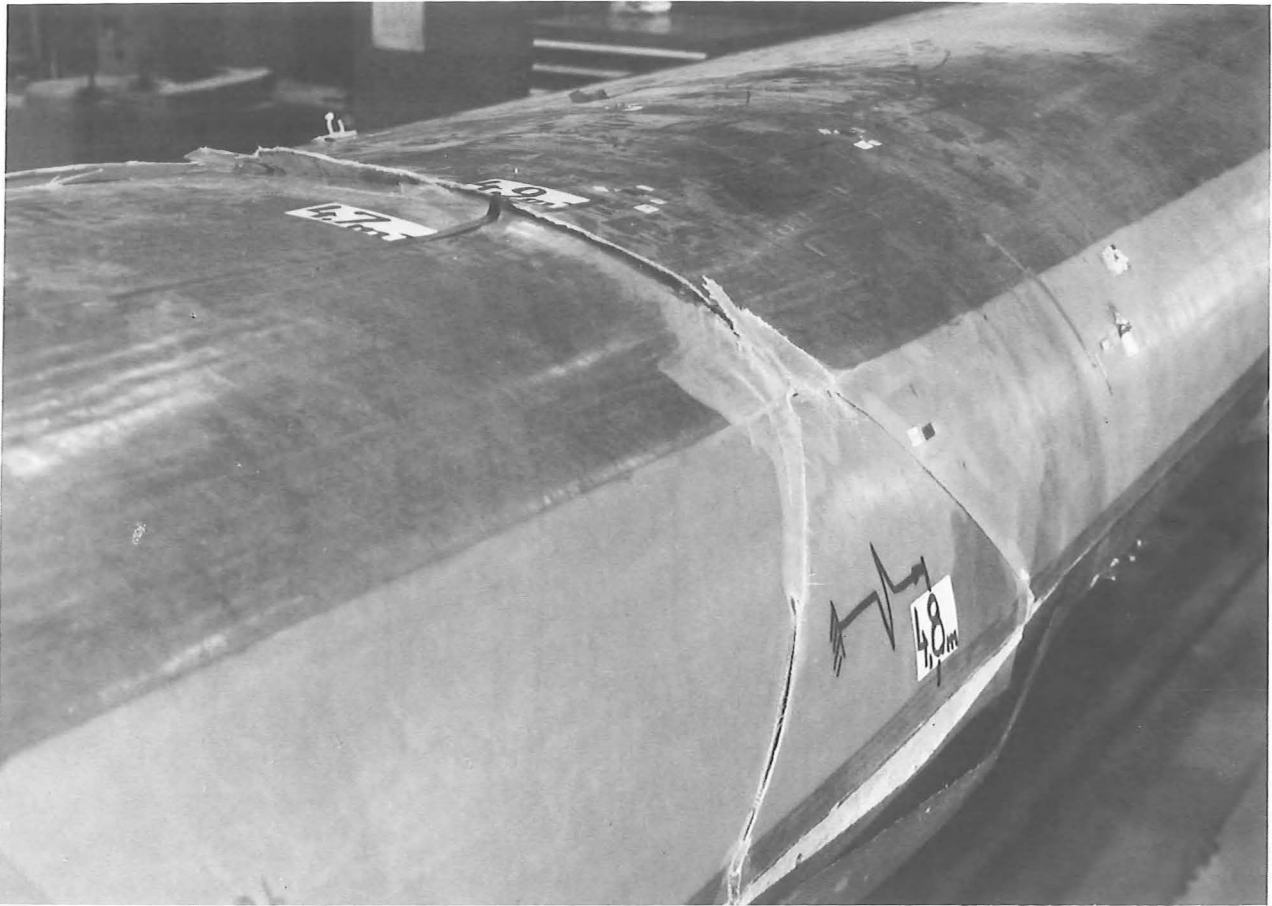
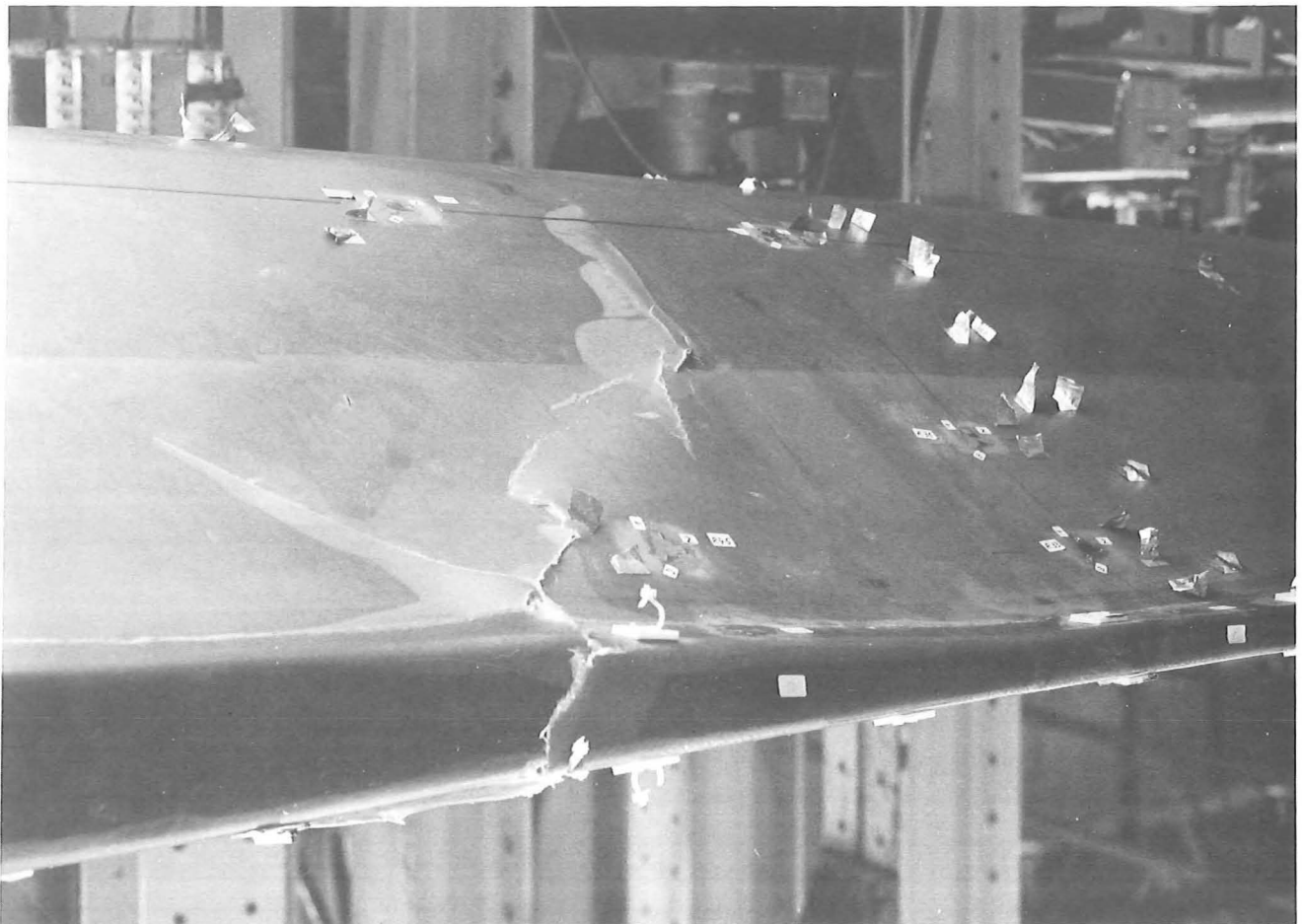


Bild 36 u. 37 Einzelheiten von Bruchstelle



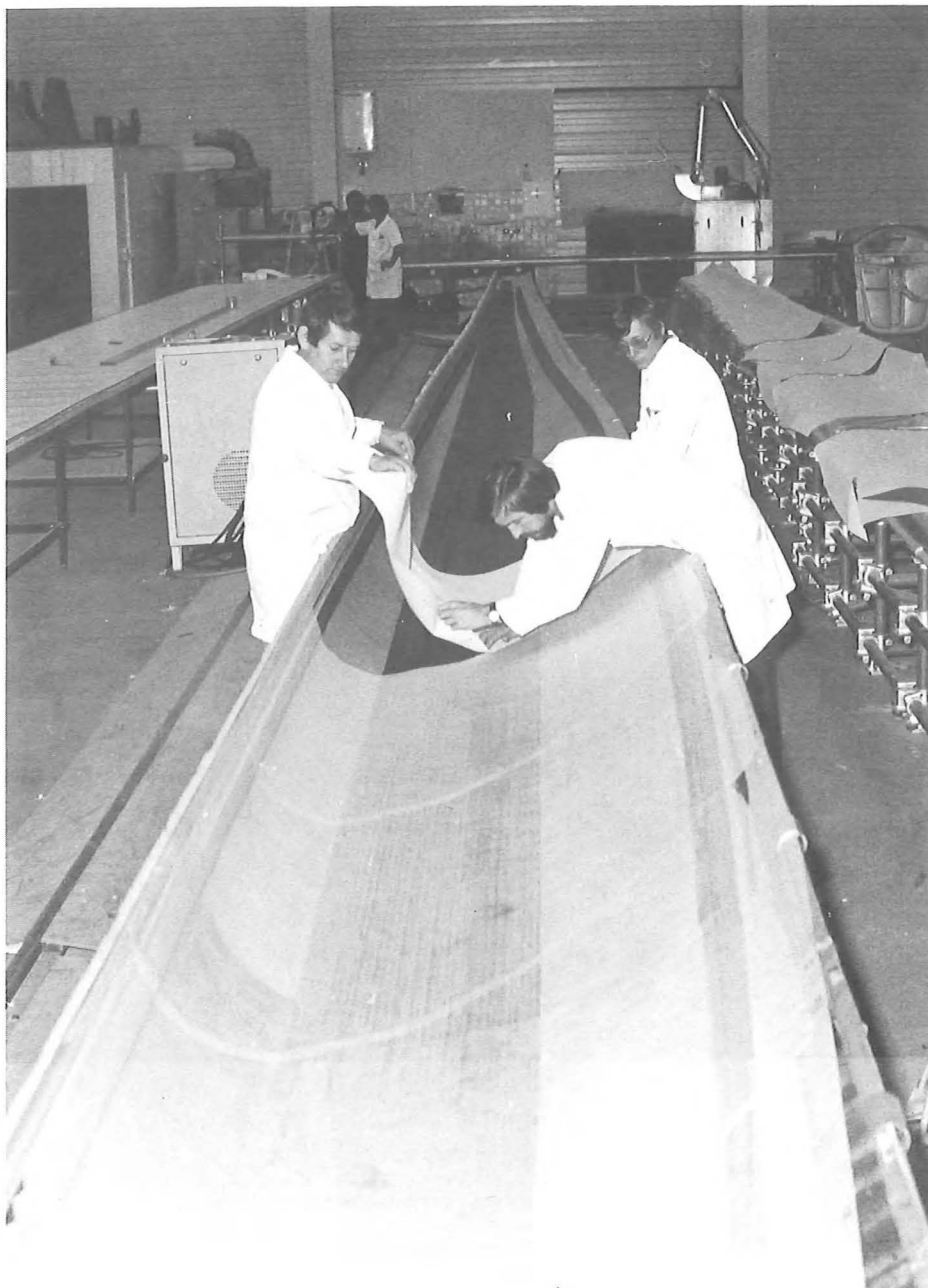
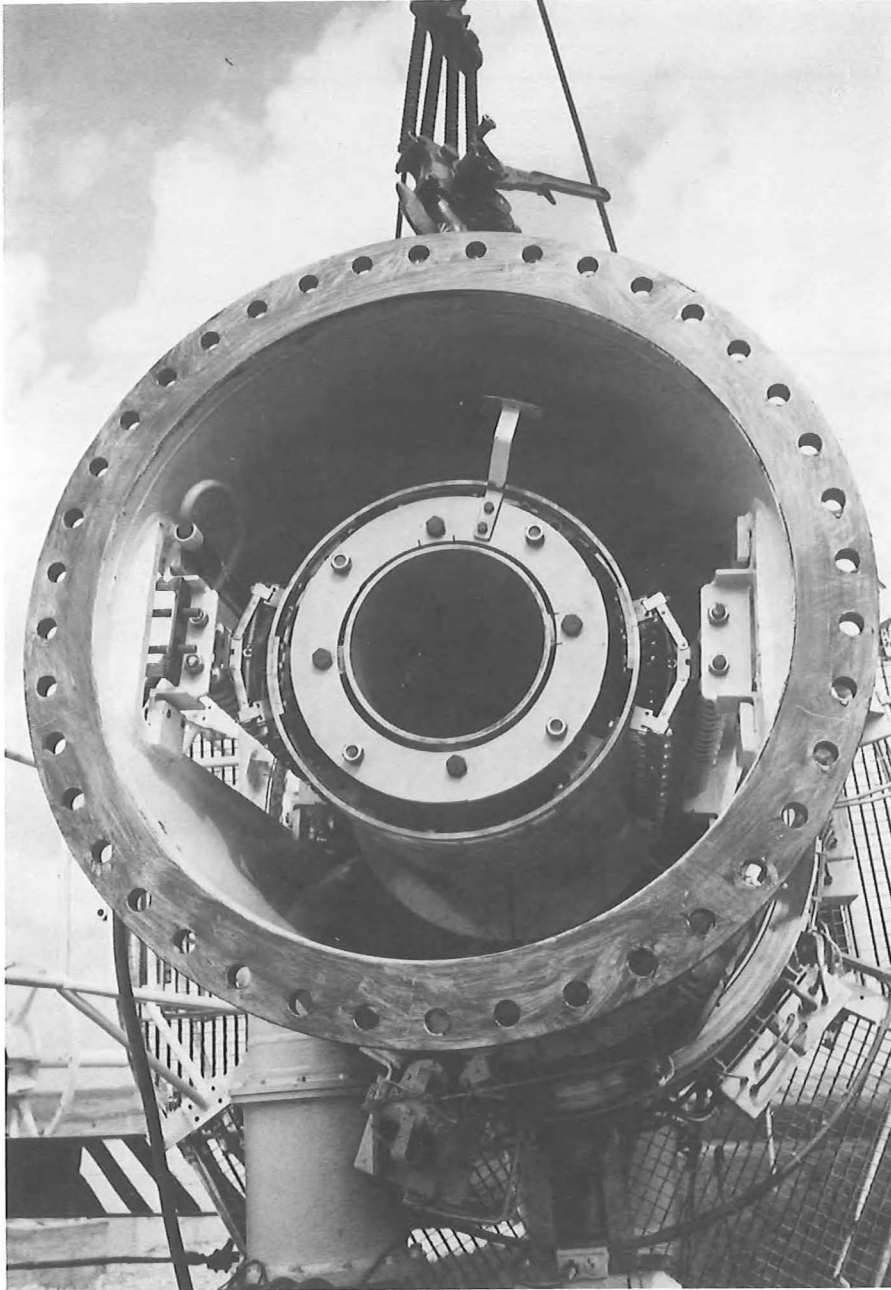


Bild 38

Fertigung einer Laminatschale
für 26 m Blatt

Baustelle der Voith-Anlage in Stötten
Sept. 1981

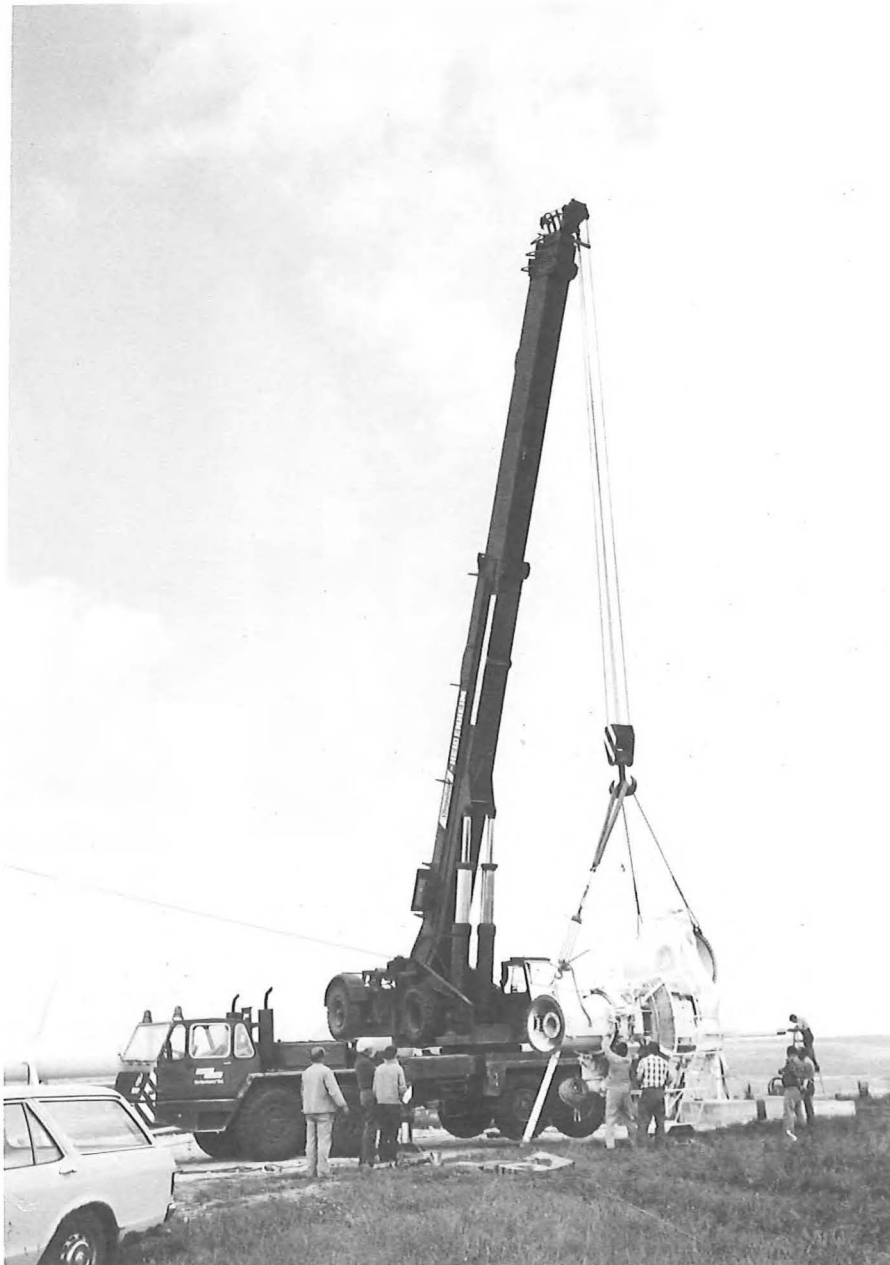




Blick in den Turmkopf



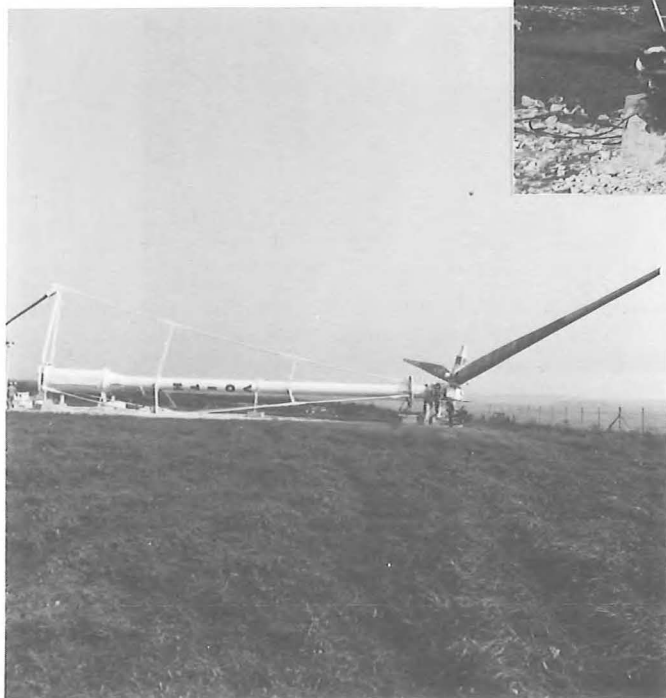
Rotorkopf wird an liegenden Turm gehoben



Montage des Rotorkopfes an Turm



Montage des Rotorkopfes an Turm



Die Anlage ist montiert und kann mit
der Hydraulik aufgerichtet werden



Die Anlage ist errichtet

Umfassende Projektbegleitung des Projektes
Fertigungsentwicklung, Bau und Test des
GROWIAN-Rotorblattes (ET 4323 A)

Projekt-Nr. ET 4323 B, R. Lehmhus

1. Zielsetzung

Ziel des Auftrages ist es, über die Projektbegleitung des Projektes "Fertigungsentwicklung, Bau und Test des GROWIAN-Rotorblattes" in den angestrebten zeitlichen Abläufen zu einem ebenso optimalen, wie abgesichertem Ergebnis zu führen.

2. Arbeitsprogramm

Prüfung von Berechnungen, Spezifikationen und Zeichnungen der Rotorflügel.

1. Begutachtung und begleitende Kontrolle - Prüfung von Entwurfberechnungen und Zeichnungen.
2. Bauaufsicht der Rotorflügel und Prüfung während der Fertigung.
3. Begleitende Überwachung des Erprobungsprogramms zur Untersuchung eines Versuchsflügels.

3. StandZu 1)

Die von der MAN vorgelegten Bauspezifikationen, Berechnungs-, Konstruktions- und Fertigungsunterlagen für den Stahlholm des Rotorblatt- Prototyps wurden überprüft. Eine Betriebsfestigkeitsberechnung (MAN) lag noch nicht vor. Es sind jedoch erste Gespräche über Art und Weise des Betriebsfestigkeitsnachweises geführt worden.

Die bislang eingereichten Unterlagen der MAN hatten überwiegend den Charakter von Entwurfsunterlagen. Mit der Vorlage endgültiger Unterlagen, die letztlich Grundlage der Beurteilung sein müssen, kann nach Angabe von MAN erst im Laufe des ersten Halbjahres 1981 gerechnet werden.

Die bisher vorgelegten Festigkeitsnachweise stimmen im wesentlichen mit den Ergebnissen eigener FE-Untersuchungen überein. Unsere Berechnungen zeigen jedoch, daß im Bereich $R = 35 \text{ m}$ (Übergang von Queraussteifung des Holms zur Längsaussteifung) lokal begrenzt unzulässige Spannungsüberhöhungen zu erwarten sind. Es wird derzeit davon ausgegangen, daß diese durch konstruktive Änderungen auf ein akzeptables Maß abgebaut werden können.

zu 2)

Die Fertigung des Prototyp-Stahlholms im Werk Gustavsborg der MAN wurde von den Besichtigern des Germanischen Lloyd in Bezug auf verwendete Werkstoffe, Einzelteilerfertigung, Zusammenbau einschl. Schweißarbeiten und Beurteilung der Ergebnisse der Schweißnahtprüfungen stichprobenweise überprüft.

Mit einer Ausnahme, den Schweißnahteinfall bei $R = 27,5 \text{ m}$ betreffend, haben sich keine nennenswerten Beanstandungen des Stahlholms in Bezug auf die bauliche Ausführung ergeben.



Prüfung Blattlagerung für Testblatt im MAN-Werk Nürnberg. Herr Hetebrüg vom Germanischen Lloyd mißt oberen Durchmesser der mehrere Meter langen Lagerung und dessen Abweichung von der Kreisform: $(2050 \pm 0,5) \text{ mm!}$ 4. Dez. 1980

(Foto: R. Windheim)

Zu 3)

Mit den Erprobungen des Prototyp-Flügels bei der IABG, München, ist nach dem derzeitigen Planungsstand der MAN nicht vor dem II. Quartal 1981 zu rechnen. Im Rahmen unseres Auftrages sind die bislang vorläufigen Planungsunterlagen für die Versuchsdurchführung durchgesehen worden.

○ Aufgetretene Probleme

Die Erstellung prüffähiger Unterlagen durch die MAN erfolgt mit erheblichem zeitlichem Nachlauf zum Fertigungsfortschritt des Prototypflügels. Die MAN wurde verschiedentlich darauf hingewiesen, daß sich aus dieser Tatsache möglicherweise ergebende Konsequenzen im Verantwortungsbereich der MAN liegen.

○○ Terminsituation

Die Laufzeit unseres Vorhabens erstreckt sich lt. Bewilligungsbescheid über den Zeitraum vom 13. 11. 79 bis zum 30. 4. 81. Da es sich bei diesem Vorhaben um eine die FE-Arbeiten der MAN (ET 4323 A) begleitende Tätigkeit handelt, ist die terminliche Abwicklung unseres Vorhabens direkt an die Terminsituation bei MAN gekoppelt. Ende 1980 ist abzusehen, daß die MAN die geplanten Termine ihres Vorhabens nicht wird einhalten können.

ET 4364 A

Erstellung eines Meß- und Versuchsprogramms

GROWIAN

Friedrich Körber

INHALT

1. Zusammenfassung
2. Einordnung des Meßprogramms
3. Bisherige Meßprogramme
4. Ziel des Meßprogramms GROWIAN
5. Aufgaben des Meßprogramms
6. Interessierende Größen
7. Meßstellen
8. Meßphilosophie
9. Datenaufnahme und -verarbeitungssystem
10. Datenauswertung

7 Bilder

1. ZUSAMMENFASSUNG

Unter dem Titel "Erstellung eines Meß- und Versuchsprogramms "GROWIAN" wurde Ende 1979 an MAN-NEUE TECHNOLOGIE der Auftrag erteilt, ein Programm für den Versuchsbetrieb der in der Planung befindlichen Windenergieanlage GROWIAN auszuarbeiten.

Der vorliegende Bericht stellt die Aufgabe des Meßprogramms dar und zeigt den eingeschlagenen Lösungsweg.

Die Hauptthemen des Meßprogramms behandeln die Identifikation des Anlagenverhaltens, die Verifizierung der dem Anlagenkonzept zugrunde gelegten Modelle und die Sammlung von Betriebserfahrungen mit großen Windenergieanlagen. Hierbei ist hauptsächlich die Aktion der Umwelt und die Reaktion der Anlage aufgrund ihrer Eigenschaften zu untersuchen. Die für die Arbeiten notwendige Datenerfassung und -verarbeitung wird vorgeschlagen.

Das Ziel des Meßprogramms ist es, Erkenntnisse zu gewinnen, mit denen die technischen Probleme von Großwindkraftanlagen und ihre Wirtschaftlichkeit besser beurteilt werden können.

Das Vorhaben ET 4364 A umfaßt ein volles Meßprogramm. Bei der Durchführung wird zur Kosteneinsparung der Umfang eingeschränkt werden müssen. Die Grundgedanken des Programms bleiben davon unberührt.

Der Einfachheit halber wird im folgenden das "Meß- und Versuchsprogramm GROWIAN" kurz Meßprogramm genannt.

2. EINORDNUNG DES MESSPROGRAMMS

Hierzu ist das Bild 1 aufzuschlagen.

Zur ersten Phase des Gesamtvorhabens einer großen Windenergieanlage GROWIAN gehörte die Erstellung "Baureifer Unterlagen".

Derzeit läuft die zweite Phase mit der Realisierung der Anlage. Parallel hierzu geht die Erstellung eines Meß- und Versuchsprogramms GROWIAN vor sich. Im unmittelbar anschließenden Schritt muß die Meßeinrichtung noch während des Baus integriert werden. Das Meßprogramm schreibt vor, welche Meßfahrten durchzuführen sind und an welcher Stelle der Anlage auf bestimmte Weise Messungen zu unternehmen sind. Die Aufnahme, Verarbeitung und Auswertung der Daten wird behandelt.

Im dritten Abschnitt wird sich eine mehrjährige Meß- und Versuchsperiode anschließen, deren Aufgabe es ist, Betriebserfahrungen an einer großen Windenergieanlage zu sammeln, zugrunde gelegte Annahmen zu überprüfen und den Wissenstand in Berechnung und Konstruktion großer Anlagen zu erweitern.

3. BISHERIGE MESSPROGRAMME AN WINDKRAFTANLAGEN

Einer neuen Aufgabe geht die Sichtung bisheriger Arbeiten voraus.

Anlagen in der Größenordnung von GROWIAN sind bisher nur in Anfängen vermessen. Von der Leistung her ist die amerikanische Anlage MOD-1 mit 2 MW am nächsten an GROWIAN. Die erste Maschine ist im Sommer 1979 in Boone, NC. angelaufen, und soeben werden erste Meßergebnisse veröffentlicht. Sie bestätigen weitgehend Rechnungen bei der Auslegung der dortigen Windmühle.

Umfangreichere Unterlagen liegen von den MOD-O Anlagen (100/200 kW) in USA vor, die seit 1975 getestet werden. Ihre Leistung liegt allerdings bei weniger als 10 Prozent der für GROWIAN vorgesehenen. Dennoch bieten die Meßverfahren und Ergebnisse einen Anhalt für das anstehende deutsche Vorhaben.

Ausführliche Messungen gibt es an der 20 Jahre alten Gedser Windmühle (200 kW). An zwei weiteren neuerbauten dänischen Windmühlen (650 kW) in Nibe lief ein Meßprogramm in 1980 an, das auch bereits Ergebnisse liefert. An der TVIND-Mühle wurden ebenfalls Meßaktivitäten begonnen.

Schließlich sind noch Erfahrungen zu nennen, die in den 60-er Jahren an der 100 kW-Windkraftanlage der Studiengesellschaft Windkraft gewonnen wurden, sowie Arbeiten aus Schweden und Holland.

Zusammenfassend muß festgestellt werden, daß eingehende Untersuchungsergebnisse stark überwiegend von kleineren Anlagen stammen und nicht oder nur sehr bedingt auf eine Einrichtung der Größenordnung von GROWIAN übertragen werden können. Dies gilt besonders für die Bestimmung der Windverhältnisse, der Bauteilbeanspruchungen und das Betriebsverhalten der Windkraftanlage. Der Stand der Wissenschaft kann auch hinsichtlich der Langzeitqualität der Windenergie oder des Verbundbetriebs von Windkraftanlagen zur Stromerzeugung keine ausreichende Information geben.

4. ZIEL DES MESSPROGRAMMS GROWIAN

Es ist das Ziel des Meßprogramms, Erkenntnisse zu gewinnen, die das Verständnis der technischen Probleme vertiefen und damit zu verbesserten Lösungen führen. Das gilt sowohl für die gewählte Form von GROWIAN, als auch für grundsätzliche Randbedingungen der Windenergienutzung (z.B. Windeigenschaften oder Anlagentypen). Zusammen mit den Betriebserfahrungen an der Prototypanlage während des Versuchsbetriebs sollen Aussagen zur Wirtschaftlichkeit des Windstroms aus Einzelanlagen und Windkraftparks gewonnen werden.

Der Weg zu den oben genannten Zielen führt über eine Reihe von Stationen. Eine Auswahl ist im Bild 2 aufgelistet.

Bei der Auslegung und Konstruktion von GROWIAN mußte man von Annahmen und Modellen ausgehen. Erstes Teilziel ist daher die Verifizierung der Modelle. Das bedeutet, daß die betriebsfertige Anlage identifiziert werden muß, so daß ihre realistischen Eigenschaften bekannt werden. Diese sind dann den angenommenen gegenüberzustellen und in eine Berichtigung einzuführen. Es ist zu erwarten, daß mangels Erfahrung einige Einflüsse nicht oder nicht ausreichend modelliert wurden. Als Beispiel soll hier die nur annähernd bekannte Dämpfungseigenschaft der Anlagenstruktur oder der in seiner Wirkung auf Belastungen gravierende Einfluß von Böenanstiegs- und abfallzeiten stehen. Sie gehen wesentlich in die Dynamik und damit u.a. in die Belastung der Anlagenbauteile ein.

Eine Verfeinerung der Modelle ist auch dahingehend notwendig, daß die bisher der mathematischen Erfassung nicht oder nicht ausreichend zugänglichen Effekte näher geklärt werden. Dazu gehören unter anderen die Rotorinstabilitäten oder die realistische Wirkung des Turmwindschattens. Er beeinflusst die Leistungsausbeute und tritt als Anregende für die Schwingung des Gesamtsystems auf.

Eine der zunehmenden Verfeinerung entgegengesetzte Tendenz verfolgt das Meßprogramm mit dem Streben nach der Verallgemeinerung von Modellen. Der Vergleich der Modellrechnung mit den Meßergebnissen soll hierfür zu einem entfeinerten Modell führen, das zur ersten groben Abschätzung zukünftiger Maschinen dienen soll. Sie muß ohne unnötigen Ballast und mit sparsamen Ansprüchen an Eingangsinformationen auskommen.

5. AUFGABEN DES MESSPROGRAMMS

Aus den Zielen des Meßprogramms folgen seine Aufgaben. Im Versuchsbetrieb GROWIAN wird eine Vielzahl von Versuchsreihen zu fahren sein. Das Meßprogramm plant und koordiniert die mehrjährigen Untersuchungen, indem es Aufgabenstellung und Vorgehensweise bei der Durchführung der Arbeiten definiert.

GROWIAN wurde als Standardgerät einer Windenergieanlage konzipiert. Seine Funktion als Meßträger während des Versuchsbetriebs macht die Anpassung der Konstruktion an die Forderungen der Meßtechnik notwendig. Daraus resultieren konstruktive Änderungen, die mit dem Gesamtentwurf abgestimmt werden müssen.

Umfangreichster Punkt des Meßprogramms sind die Meßpläne der einzelnen Arbeitspakete:

- Windverhältnisse
- Anlagenleistung
- Anlagenkinematik und -dynamik
- Belastungen
- Verhalten des elektrischen Systems
- Betriebsführung
- Emission und Immission

Bei der Durchführung der Meßpläne fallen Daten in Fülle an. Zur Erstellung des Meßprogramms gehört daher auch ein Konzept der Datenaufnahme, -verarbeitung, -speicherung und -auswertung. Schließlich wird ein Versuchs- und Meßkatalog erstellt werden, anhand dessen der Versuchsbetrieb durchgeführt werden kann.

6. INTERESSIERENDE GRÖSSEN

Den Ingenieur interessieren an einer Windenergieanlage im wesentlichen die drei Größen:

- Leistung - Belastung - Emission -

Mit ihrer Kenntnis sind die in den Zielen des Meßprogramms geforderten Aussagen möglich.

Aus der Aktion der Umwelt und den Systemeigenschaften ergeben sich oben genannte Größen als GROWIAN-Reaktion. Das Bild 3 zeigt diesen Zusammenhang, die Pfeile deuten die Wirkrichtung an.

In der linken Spalte sind die Berührungspunkte von GROWIAN und Umwelt aufgeschrieben. Darunter wird in erster Linie die Aktion des Windes und die Einwirkung des Netzes, in das GROWIAN einspeist, verstanden.

Der Wind kann am einfachsten durch seinen Geschwindigkeitsvektor beschrieben werden. Seine Absolutgröße und Richtung ändert sich an einem festgehaltenen Punkt im Raum von einem Beobachtungszeitpunkt zum nächsten. Zusätzlich ist von einem Beobachtungsort zum nächsten der Geschwindigkeitsvektor bei jetzt festgehaltener Zeit unterschiedlich. Das Windfeld ist also in drei Raumdimensionen und in der zeitlichen Dimension veränderlich. Die bisher zum GROWIAN-Projekt durchgeführten Arbeiten haben immer wieder gezeigt, daß das Windfeld und seine zeitliche Veränderung eine große und unbequeme Unbekannte darstellt, die mit der Größe der Anlage zunehmend Bedeutung gewinnt. Das Meßprogramm setzt daher in diesem Thema einen Schwerpunkt.

Einen weiteren wichtigen Kontaktpunkt zur Anlage sieht man in der Anbindung des windgetriebenen Generators an das vorhandene Mittelspannungsnetz. Im Normalbetrieb stellt es strenge Anforderungen an die Qualität der abgelieferten Energie: Frequenzkonstanz, gleichmäßige Wirkleistung, geringer Oberwellenanteil. Im Störfall auf der Netzseite wird von der Anlage einerseits ein Zustand verlangt, der die Wiedersynchronisierung in einem betrieblich praktikablen Ablauf ermöglicht. Andererseits darf die Anlage bei häufigen Netzausfällen, und somit plötzlichem Wegbleiben der Last, die speziell bei stürmischem Wetter auftreten, nicht gefährdet werden. Der Schwerpunkt Netz wurde gebildet, weil vom Verhalten in der Netzanbindung, insbesondere bei kritischen Netzzuständen, die Brauchbarkeit der großen Windenergiekonverter im Verbundbetrieb ausschlaggebend abhängt.

Sonstige Einflüsse der Umwelt, im allgemeinen werden das Naturgewalten sein, müssen erfahren werden.

Wir kommen jetzt zurück zum Bild 3 und betrachten die linke Seite des Blattes. Hier sind Systemeigenschaften der Windkraftanlage aufgelistet. Die absoluten Abmessungen von GROWIAN, das Anlagenkonzept und die Bauart der Komponenten, die Art der Betriebsführung und die Gesamteigenschaften des Systems beeinflussen die drei Größen: Leistung, Belastung, Emission.

7. MESSTELLEN

Zur Bestimmung der interessierenden Größen laut vorhergehendem Kapitel werden über die gesamte Windkraftanlage verteilt Meßstellen angeordnet. Dabei handelt es sich um Aufnehmer für mechanische, thermische, elektrische Meßwerte. Das Bild 4 gibt einen Überblick zur örtlichen Zuordnung der Meß- und Beobachtungsstellen.

Die Meßpunkte erfassen folgende Vorgänge oder Zustände:

Dehnung	Kraft
Beschleunigung	Weg
Geschwindigkeit	Temperatur
Spannung	Strom
Frequenz	Druck
Drehmoment	Drehzahl
Strömungsgeschwindigkeit	Strömungsrichtung
Strömungsmenge	Globalstrahlung
Feuchte	Schalldruck(-pegel)
Schaltzustand	Oberflächenzustand
FS-Signal	Erschütterung
Netzzustand	Betriebsmeßwerte
Optische Wahrnehmung	

8. MESSPHILOSOPHIE

Von der Zielsetzung des Meßprogramms her drängen sich zeitlich verschiedenen lange Meßintervalle auf. Alle Daten, die mit globalem Energieangebot und Energiegewinn, Lebensdauer, Wirtschaftlichkeit zu tun haben, müssen zwangsläufig über lange Zeiträume erfaßt werden. Die Zeitskala kann hier von der Tagesfrist (nur für Energiebetrachtungen) bis zur Spanne eines oder einiger Jahre reichen. Diese Messungen werden als Langzeitmessungen bezeichnet.

Das Studium der Belastungen, die durch Umweltaktion entstehen, wird sich in wesentlich kürzeren Zeitspannen vollziehen. Die zyklische Wiederkehr von Lasten, z.B. durch die Rotordrehung oder Böen setzt hier die Meßdauer auf Sekunden und Minuten. In diesem Zeitrahmen bewegt sich auch die Analyse der Wandlung von Strömungsenergie der Luft in die Drehenergie des Rotors und die elektrische Energie an den Generator- oder Transformatorenklemmen. Der Einfluß von Tagesrhythmen, wie der Lufttemperatur auf die Schallausbreitung führt zu einer Meßdauer in der Größenordnung eines Tages. Die vorbeschriebene Sparte von Messungen kann willkürlich unternommen werden, wenn man die meteorologische Randbedingung abwartet und den entsprechenden Maschinenzustand anfährt. Diese Meßfahrten heißen deshalb Meßkampagnen.

Eine Windkraftanlage ist den Naturgewalten ausgesetzt. Gravierenden Einfluß üben Extremfälle in den Windverhältnissen aus. Sie treten stochastisch auf und passen nicht zu den bisher geschilderten Meßvorgängen. Ebenso unerwartet können besondere Betriebszustände an der Anlage selbst vorkommen, speziell in Verbindung mit meteorologischen Sonderfällen. Zwar werden diese Sonderbetriebszustände von der Leittechnik im Rahmen der Sicherheitsüberwachung beherrscht, das Meßprogramm soll jedoch über den Ablauf und die optimalen Möglichkeiten eines Regeleingriffs Auskunft geben. Neben den Langzeitmessungen und Meßkampagnen wurde daher eine dritte Art von Meßvorgang eingeführt. Sie wird als Ereignismessung bezeichnet und ist aufgrund ihrer Aufgabe ständig in Ausnahmebereitschaft. Ihr Start wird in der Überschreitung eines Grenzwertes einer Reihe von ausgezeichneten Meßsignalen ausgelöst. Die Aufzeichnungsdauer relevanter Meßwerte läuft dann über einige bis zu 60 Sekunden.

Durch ständige Pufferung aller Meßwerte steht auch die Vorgeschichte des aufgetretenen Ereignisses zur Verfügung. Dieses Verfahren der ereignisgetriggerten Auslösung der Meßaufzeichnung soll es ermöglichen, die verursachenden Zustände, das Ereignis selbst und die Folgeerscheinungen zu registrieren.

Im Bild 5 ist die Zuordnung der Meßthemen und der Meßmodi dargestellt. Ein dicker Punkt stellt den Schwerpunkt der Aktivität dar, der magere Punkt zeigt die Bearbeitung des Themas mehr am Rande an. Eine Übersicht zu den vorstehend beschriebenen Meßmodi zeigt das Bild 6. Daraus lassen sich die Kennzeichen zusammenfassend ablesen:

- Langzeitmessung: Messung im echten Betrieb.
- Meßkampagne: Messung in ausgewählten Zuständen.
- Ereignismessung: Messung von Extremzuständen mit automatischer Auslösung.

9. DATENAUFNAHME UND -VERARBEITUNGSSYSTEM

Der Aufbau der Windenergieanlage GROWIAN einerseits, und die Aufgaben des Meßprogramms mit den zugrunde gelegten Meßmodi andererseits setzen einen verhältnismäßig engen Rahmen für ein Datenakquisitionssystem. Das Bild 7 hilft hier, um einen Überblick zu gewinnen.

Die Daten fallen räumlich verstreut über Windmeßturm 1, die Windmeßmaste 2 + 3 (Meßgitter), die Anlage selbst und ihr Betriebsgebäude an. Hinzu kommt noch eine mobile Außenstation, die insbesondere für die Erfassung der Emissionen verantwortlich ist.

Die Gesamtheit der Meßwerte läßt sich in Gruppen einteilen. Diese Gruppen entstehen aus dem örtlichen Anfall der Meßstellen. Ein Großteil sitzt auf den Rotorblättern, der Nabe und den mitdrehenden Aggregaten der Blattverstelleinrichtung und des Triebstrangs. Diese Daten werden in einem Datenkonzentrator 1 gesammelt und in einem Dateneinzelstrom gefaßt. Ein Daten-

konzentrator 2 sitzt im Maschinenhaus, übernimmt die dort anfallenden Meßwerte und vereinigt sie zu einem weiteren Dateneinzelstrom. Das gleiche wird vom Datenkonzentrator DK 3 im Turm, DK 4 im Betriebsgebäude, DK 5 an der mobilen Außenstation vorgenommen. In der Datenstation werden die Dateneinzelströme zu einem Gesamtstrom vereinigt.

Die Anzahl der Meßstellen (ca. 500) und ihre Abtaste (1-50 Hz, in Ausnahmefällen 160 Hz) legen den Einsatz einer PCM-Anlage nahe. Sie ermöglicht es auch, die Dateneinzelströme in einen Datengesamtstrom einzuordnen. Die anschließende Verteilung bringt die jeweils relevanten Meßwerte an die Auswertungs- und Aufzeichnungseinheiten für Langzeitmessung, Meßkampagnen, Ereignismessung und andere Aufgaben.

Mit der Aufspaltung in anlagenspezifische Rechner soll eine größere Betriebssicherheit und bessere Handhabbarkeit erreicht werden. Für ein Meß- und Versuchsunternehmen des vorliegenden Umfangs ist es sinnvoll, ein flexibles Konzept für die Datenaufnahme und -verarbeitung zu wählen, da die Betriebserfahrungen sicher Modifikationen erfordern werden. Diese lassen sich mit einer Art Baukasten besser befriedigen als mit einer komplexen Großanlage.

10. DATENAUSWERTUNG

Bei der Beschreibung der Datenauswertung muß wieder nach dem jeweiligen Meßmodus unterschieden werden.

Die Langzeitmeßwerte werden ständig nach Programm vor Ort ausgewertet. Der Stand der Statistik soll kurzfristig abrufbar sein.

Die Meßkampagnen werden orientierend an der Anlage vorausgewertet. Die eingehende Analyse der Ergebnisse mit allen wissenschaftlichen und technischen Hilfsmitteln wird am Sitz der Fachleute durchzuführen sein. Ähnlich verhält es sich mit den Ergebnissen der Ereignismessungen, soweit nicht eine Auswertung vor Ort zweckmäßig oder notwendig ist.

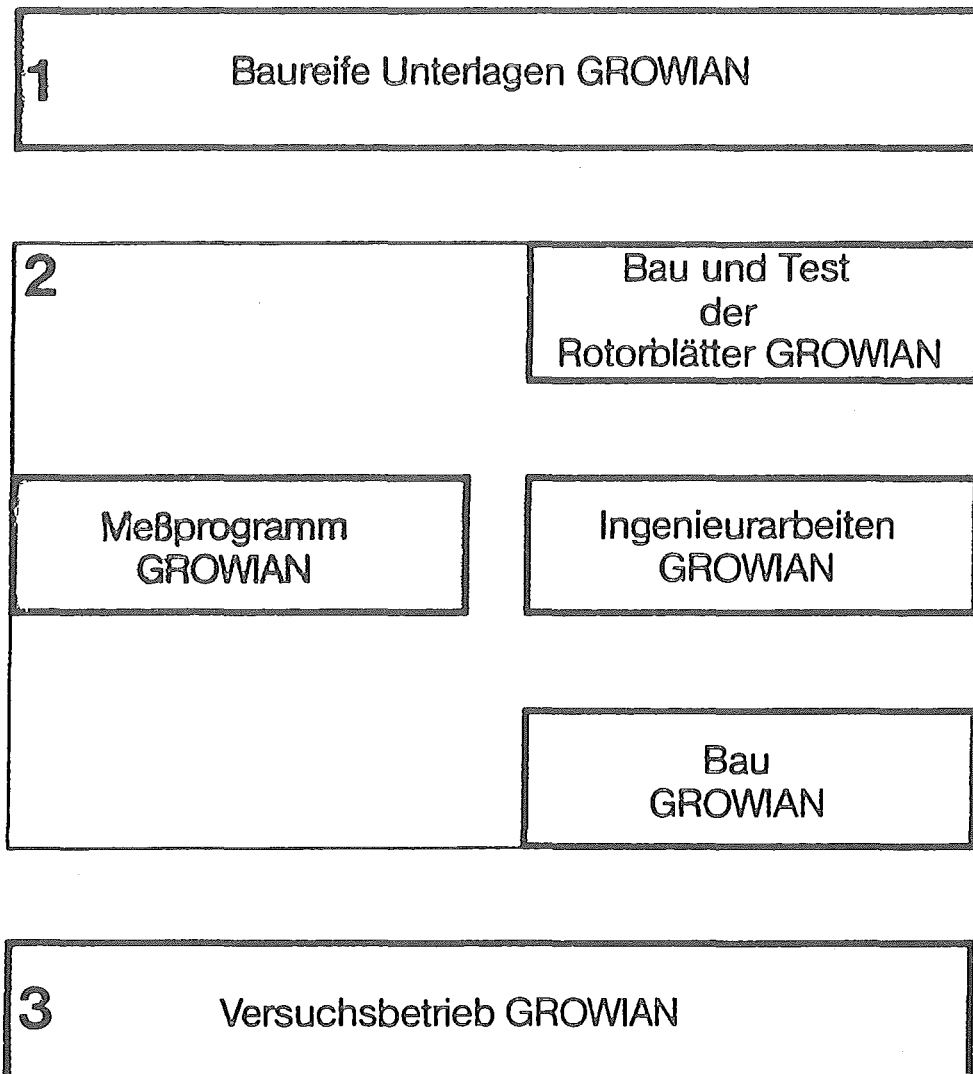


Bild 1: GROWIAN Aktivitäten

Identifikation der GROWIAN Eigenschaften

Verifizierung der Modelle

Klärung von AKTION der Umwelt und REAKTION der Anlage

Überprüfung der Auslegung

Erprobung der konstruktiven Lösungen

Sammlung von Betriebserfahrungen

Nachweis der großtechnischen Nutzbarkeit der Windenergie

Information zur Wirtschaftlichkeit

Verbesserung zukünftiger Maschinen

Gewinnung weiterführender Erkenntnisse

Bild 2: Ziele des Meßprogramms

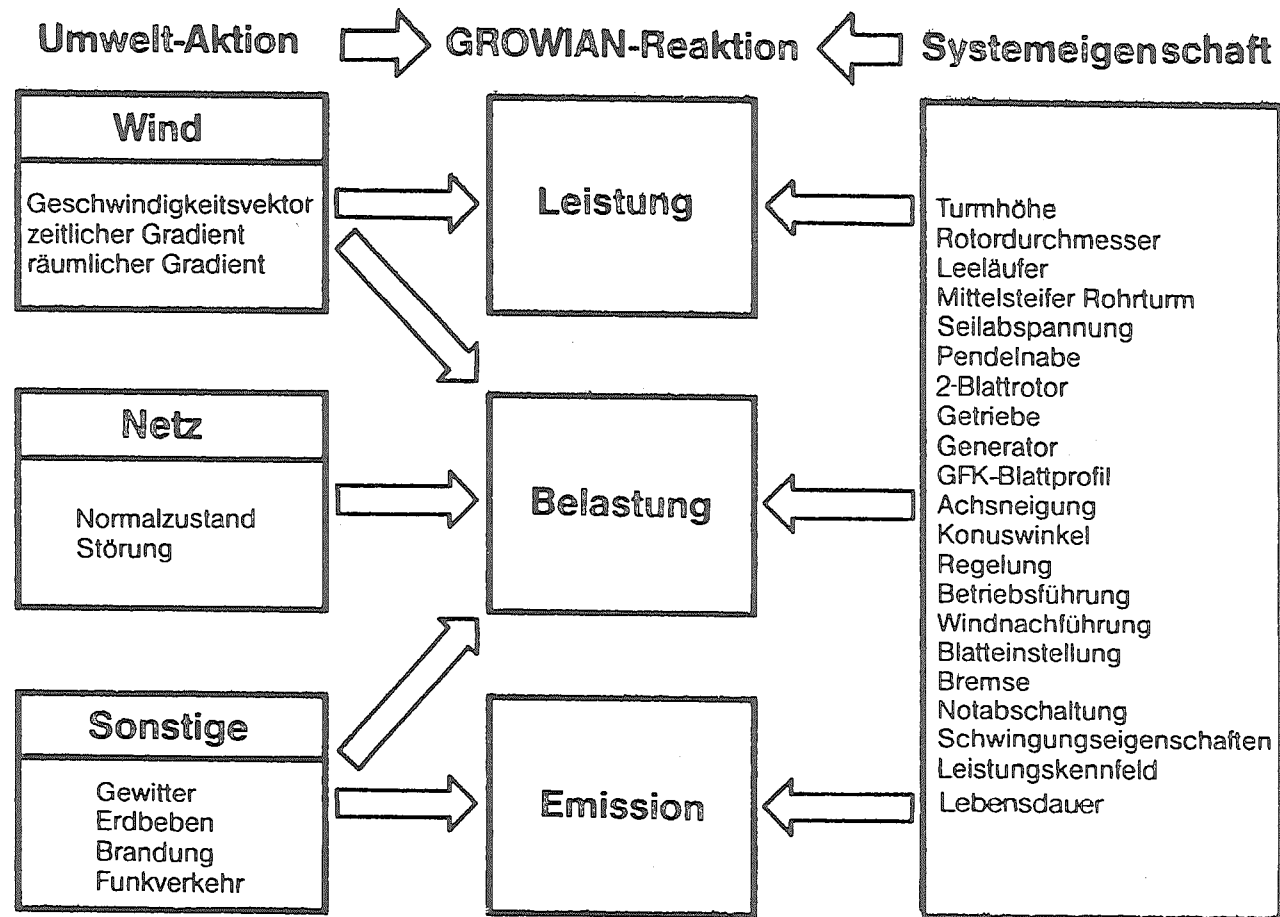


Bild 3: Aktion und Reaktion

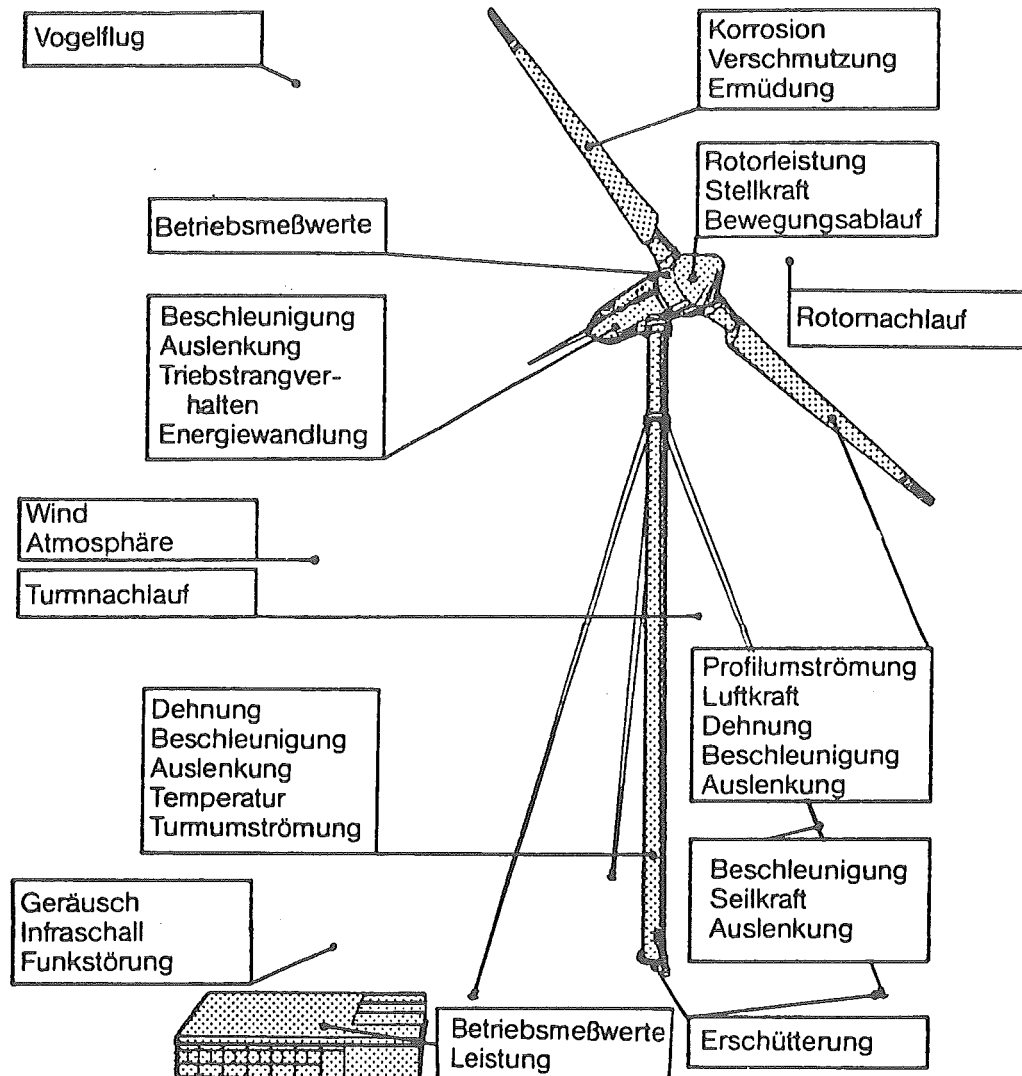


Bild 4: Meß- und Beobachtungsstellen an GROWIAN

	Langzeitmessung	Meßkampagne	Ereignismessung
Leistung	○	○	○
Belastung	○	○	○
Emission	○	○	○

Bild 5: Meßthemen und Meßmodi

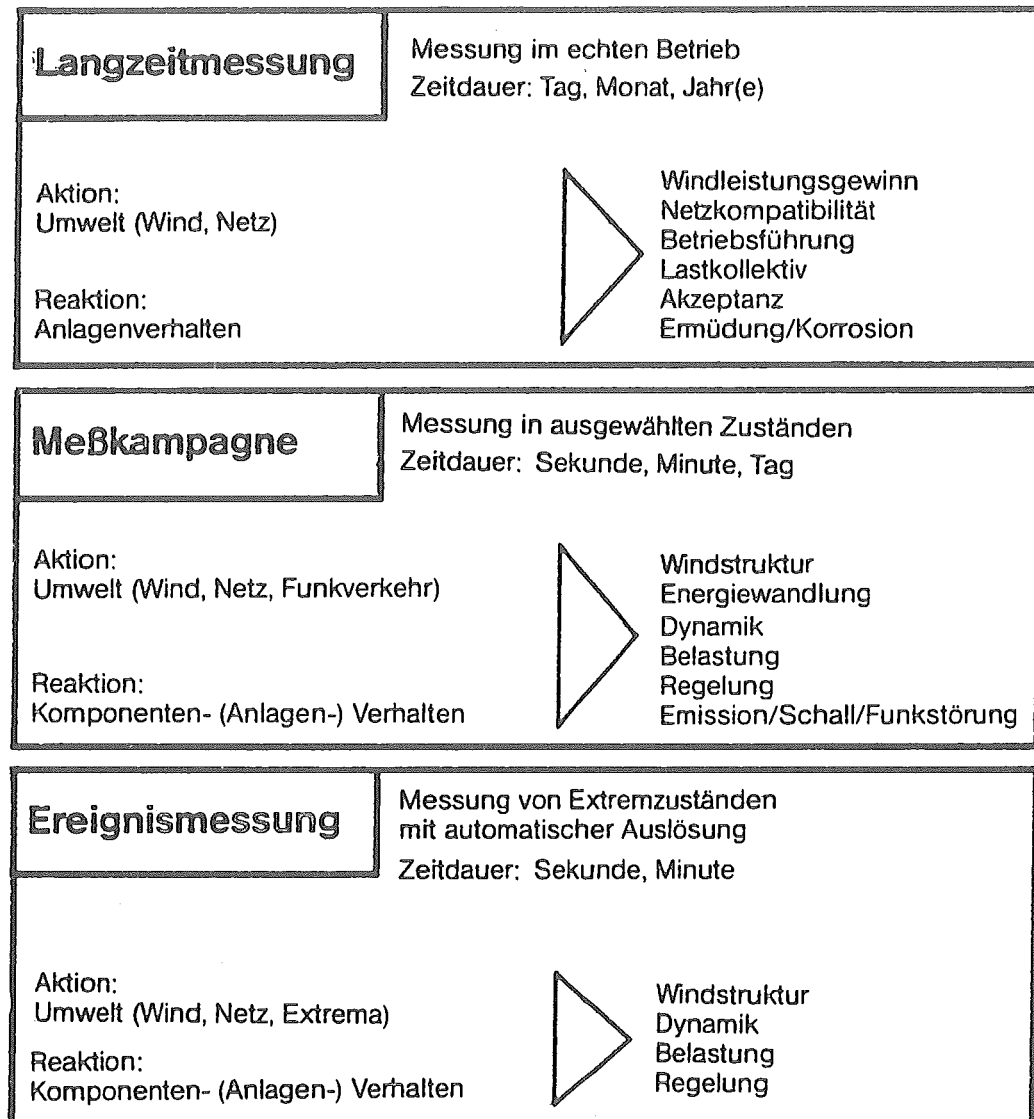


Bild 6: Erläuterung der Meßmodi

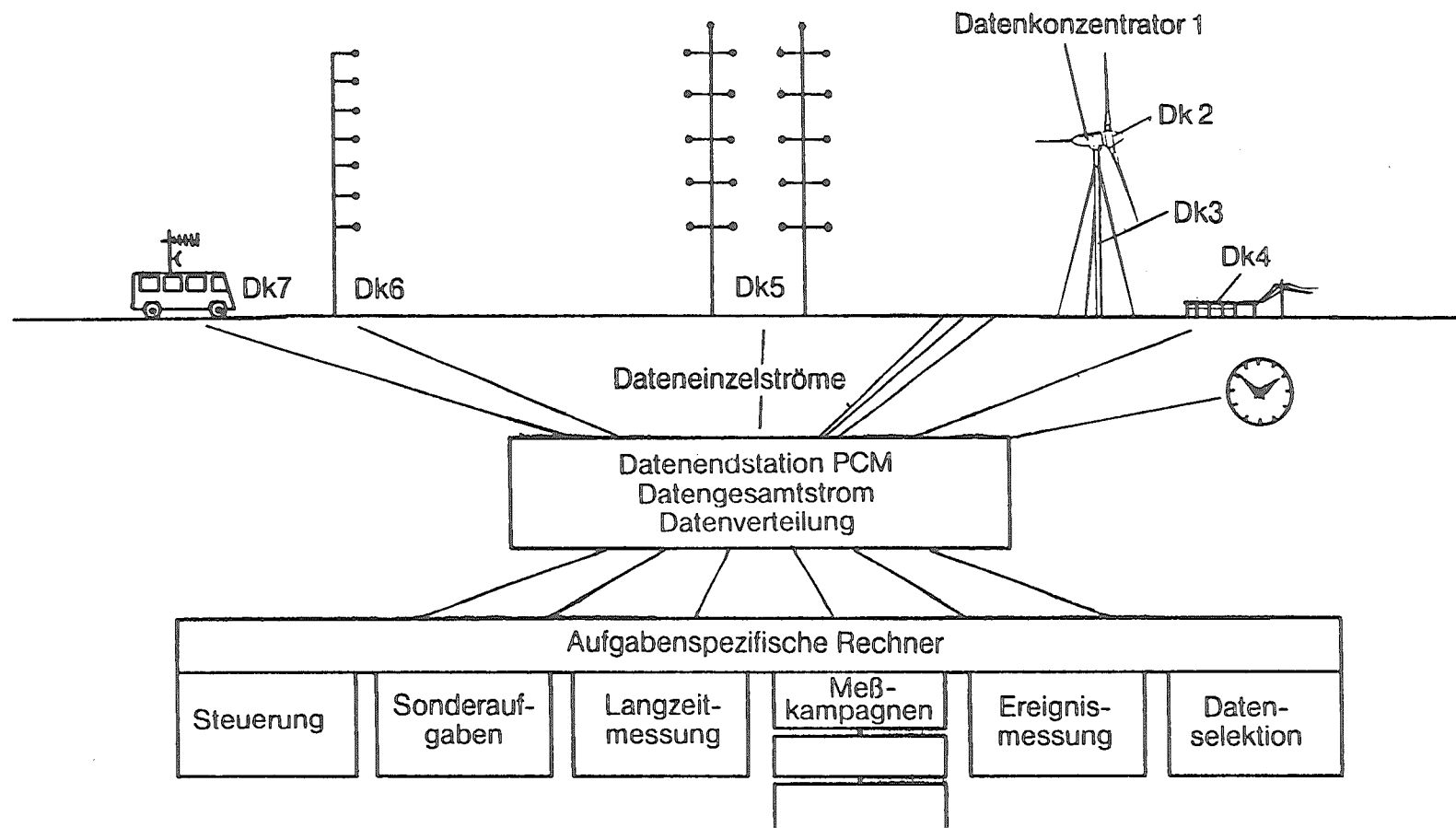
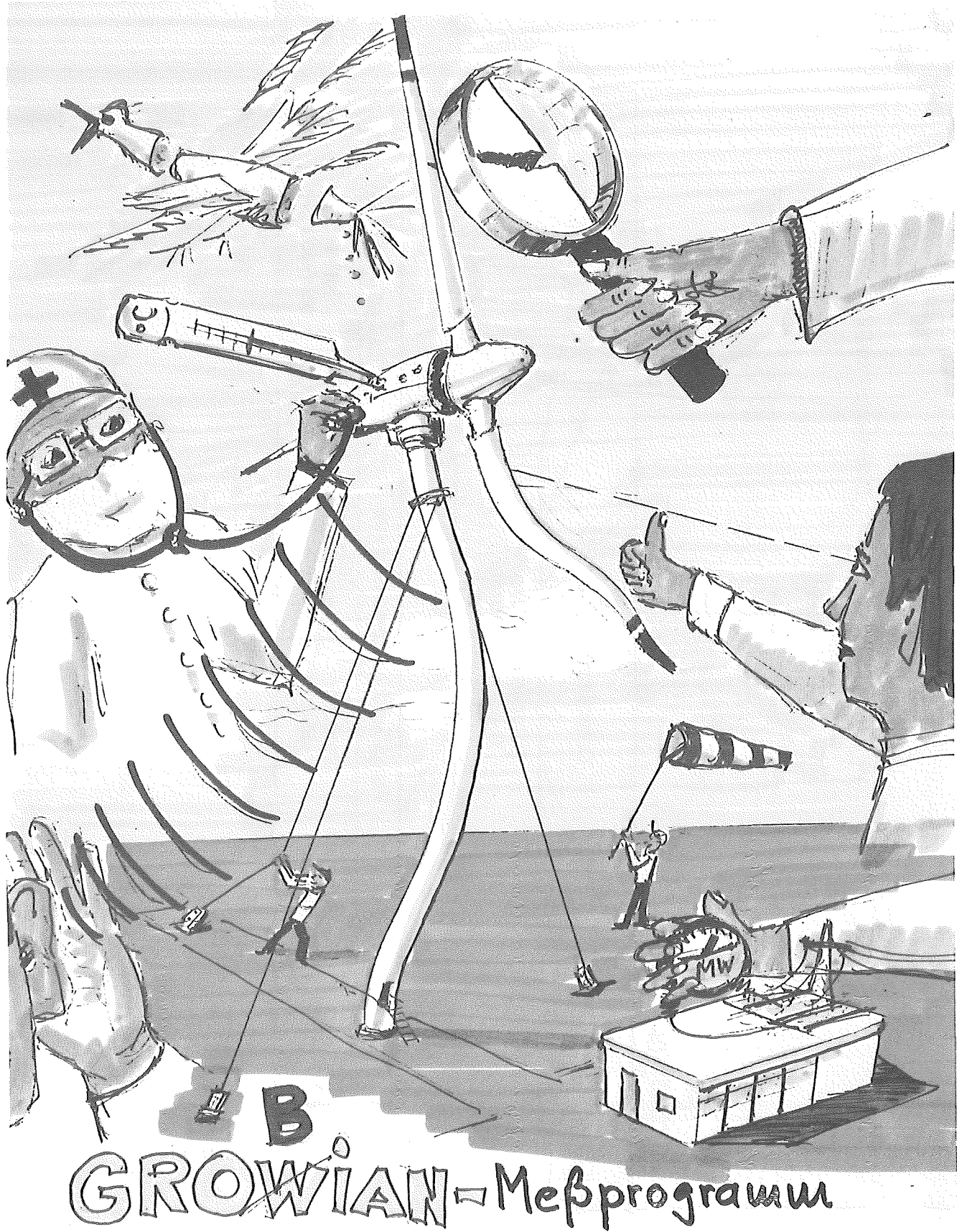


Bild 7: Datenakquisitionssystem



Nicht vorenthalten möchten wir (die Herausgeber) dieses Bild zum Meß- und Versuchsprogramm GROWIAN, das der Referent ebenfalls-abschließend-zeigte.

ET 4375 A

"Flügeltechnologieprogramm für
große Windenergieanlagen"

Dieter Muser

Vorhabensziel

Im Rahmen des "Flügeltechnologieprogrammes für große Windenergieanlagen" sollen kostengünstige Rotorblätter entwickelt werden. Dies bedeutet neben der kostenmäßigen Minimierung der Rotorblattstruktur eine Optimierung der Rotorblattaerodynamik wobei Wechselwirkungen zwischen Struktur und Aerodynamik eingehender als bisher berücksichtigt werden sollen.

Terminsituation

Das Vorhaben begann mit Eingang des Auftrages im Oktober 1979 und läuft bis Ende Oktober 1982. Termingerech wurden Ende 1980 die Optimierungen zur Blattstruktur und der Konzeptkatalog abgeschlossen. Ein Teil der Werkstoffuntersuchungen wurde vorgezogen um bessere Eingaben für die Strukturberechnung zu erhalten.

Programmaufteilung

Die Aufteilung erfolgt in 4 Hauptarbeitspakete

- Optimierung
- Konzeptkatalog und Konzeptauswahl
- Konzeptauslegung
- Versuchsprogramm

Im Rahmen der Optimierung wurden statistische Unterlagen zusammengestellt um Bewertungsgrundlagen erarbeiten zu können.

Die aerodynamische Optimierung läuft noch, da für die Verstellung von Blattabschnitten und die Verwendung von aerodynamischen Hilfen noch keine geeigneten Rechenmodelle vorlagen.

<u>FÜGELTECHNOLOGIEPROGRAMM</u>	
<u>AUFTEILUNG</u>	
OPTIMIERUNG	<ul style="list-style-type: none"> * LEISTUNG * STRUKTUR * KOSTEN
KONZEPTKATALOG	<ul style="list-style-type: none"> * STAHL * LEICHTMETALL * FASERVERBUND * SONSTIGE
KONZEPTAUSWAHL	
VERSUCHSPROGRAMM	<ul style="list-style-type: none"> * MATERIAL * FERTIGUNG * ERPROBUNG

Bei der durchgeführten Strukturoptimierung wurden Stahl, Leichtmetall und Verbundwerkstoffe untersucht, die in verschiedenen Strukturkonzepten eingesetzt waren.

Eine Kostenermittlung auf der Basis von Einzelelementkosten wurde mit in das Berechnungsprogramm eingebaut um schnell die Einflüsse verschiedener Strukturen finden zu können.

<u>OPTIMIERUNG VON ROTORBLÄTTERN</u>	
LEISTUNG	<ul style="list-style-type: none"> * AERODYNAMIK * GEOMETRIE * VERSTELLUNG
STRUKTUR	<ul style="list-style-type: none"> * WERKSTOFF * BAUWEISE
KOSTEN	<ul style="list-style-type: none"> * BLATTANTEIL * BLATT * LEISTUNG ↔ STRUKTUR





















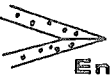
Als Ausgangswerte für den Lösungskatalog und die Vordimensionierung wurden Werte von GROWIAN übernommen und durch einige weitere Festlegungen ergänzt.

AUSGANGSDATEN KONZEPTKATALOG	
GROWIAN-BLATTAUSLEGUNG	<ul style="list-style-type: none"> * GEOMETRIE * PROFILIERUNG * LASTFÄLLE
GROWIAN	<ul style="list-style-type: none"> * MAX. DURCHBIEGUNG 3 m (LF 2.5 NEGATIVBÜE) * EIGENFREQUENZ > 0,8 Hz
TECHNOLOGIEPROGRAMM	<ul style="list-style-type: none"> * BLATTANFANG R = 10,85 m * TRENNSTELLE R = 27,50 m * EIGNUNG FOR SERIE

Mit diesen Daten wurden

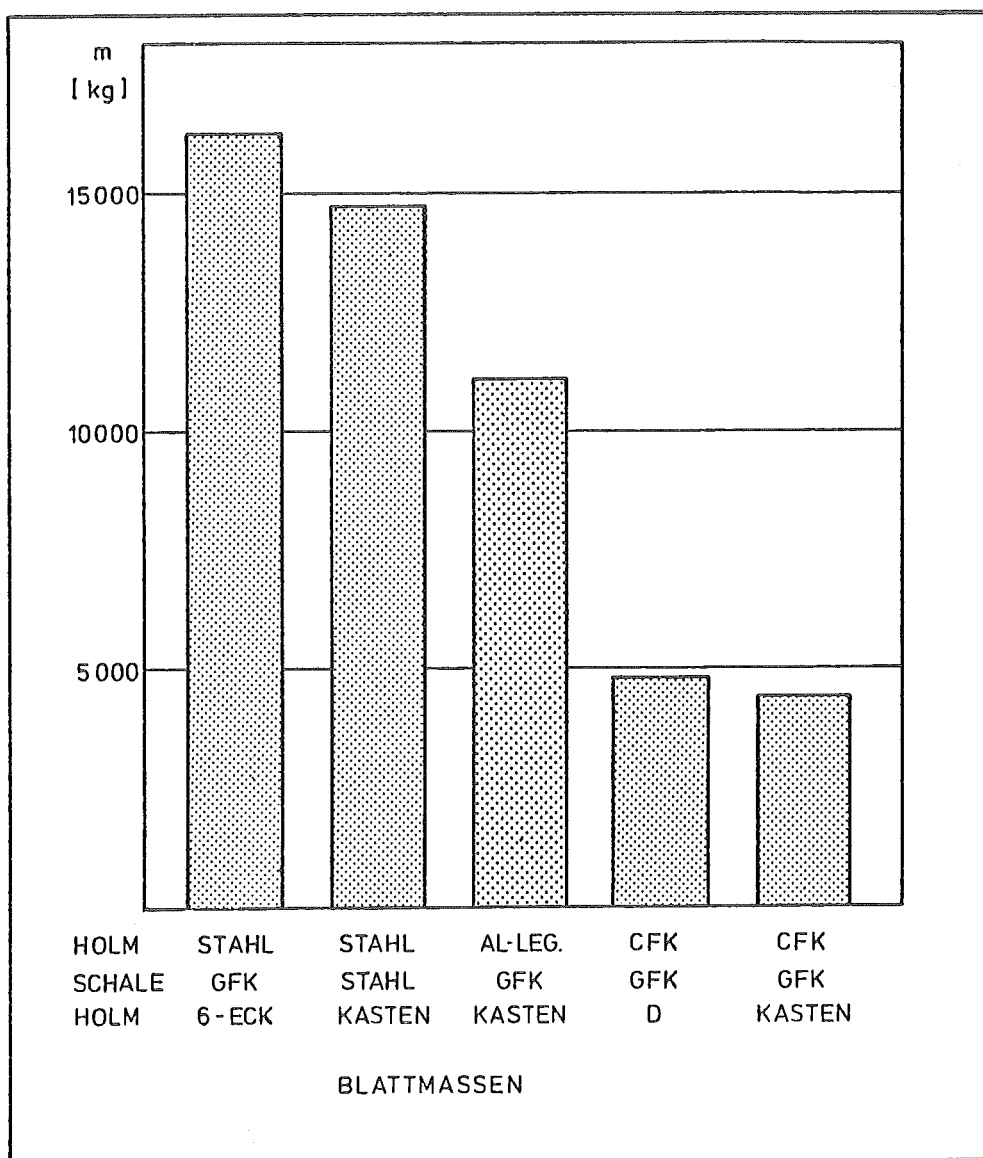
- Masse
- Durchbiegungen
- Eigenfrequenzen
- Kosten

für die verschiedenen Grundstrukturkonzepte errechnet.

Flügeltrennung	 10,85		 4,85		 10,85	
Grundstruktur						
Material	STAHL		AL · LEG		GFK	
Krafteinleitung						
Verblindung	Bolzen		Kleben		Formschluß	
Schale	 Waben	 Schaum	 Schlauch	 Pultrusion	 Coremat	 Pultrusion
Fertigung	Hand	Prepreg	Injektion	Wickeln	Wickeln	Pultrusion
Detail	 Nase		 Holm-Schale		 Endkante	

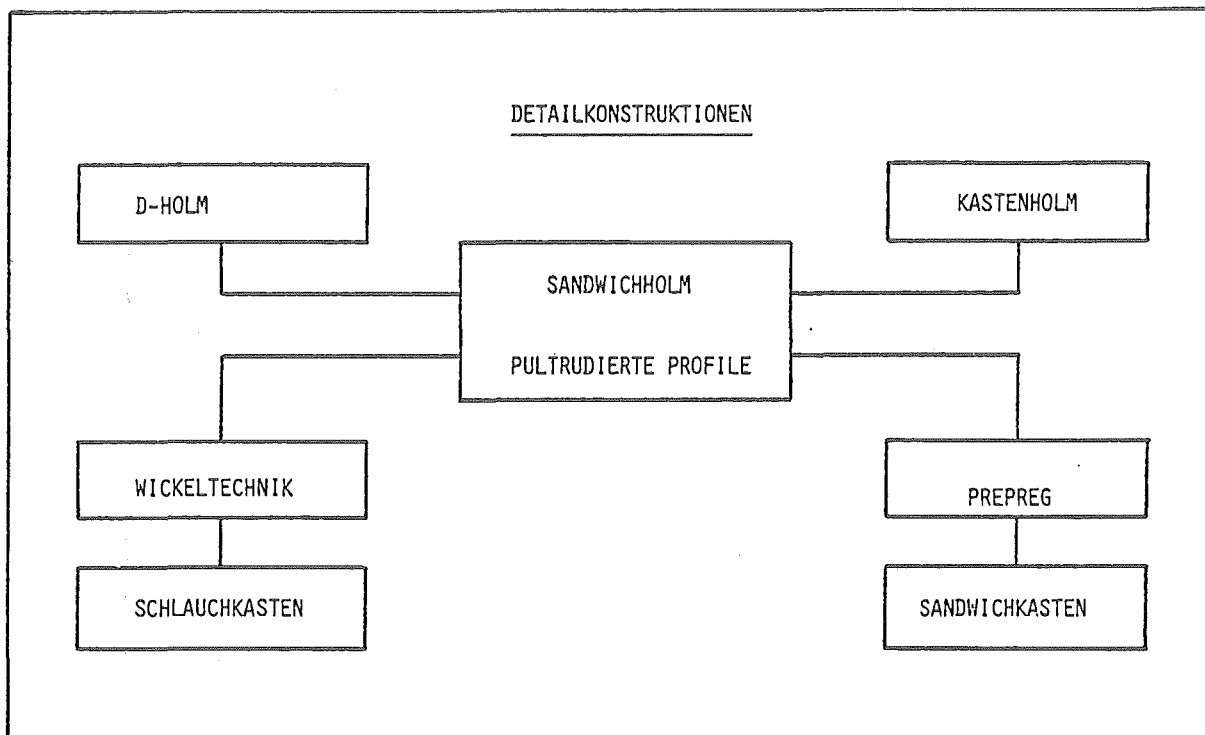
Im Rahmen der Vorkonstruktionsarbeiten wurden verschiedene Details auch im Maßstab 1:1 erarbeitet, um die wirtschaftlichsten Möglichkeiten z.B. der Verbindung Holm-Endkasten oder der Endleiste herausfinden zu können. Diese Stellen sind wegen der starken Profiländerung über der Blattlänge unterschiedlich und für rationelle Bauweisen nur teilweise geeignet.

Die Berechnung der Blattmassen ergibt eindeutige Vorteile für die Faser-verbundrotorblätter.



Dieser Massenunterschied scheint auch bis auf die Kosten durchzuschlagen. Obwohl die Faserverbundwerkstoffe wesentlich teurer in Anschaffung und Verarbeitung sind, können durch Maschineneinsatz bei Serienfertigung starke Kostenreduzierungen erwartet werden. Genauere Aussagen können nach Abschluß der ersten Bauteilversuche gemacht werden.

Aus allen Konzeptvariationen ergaben sich nach der Bewertung zwei ähnliche Entwürfe für die weitere Bearbeitung.

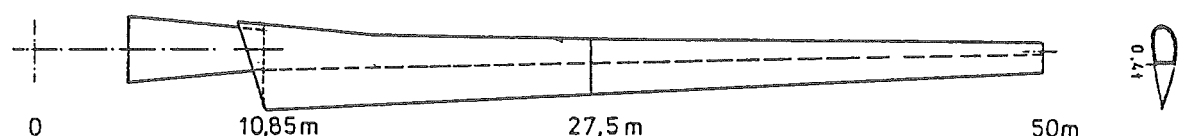


Der D-Holm bis 40% der Profiltiefe ist in Wickeltechnik vorgesehen und lösbar mit einem Endkasten in Schlauchwickelbauweise verbunden.

Beim Kastenholm zwischen 5% und 40% der Profiltiefe ist eine Fertigung in Prepregtechnologie mit nichtlösbar angeklebtem Sandwichendkasten vorgesehen.

Beide Konzepte besitzen zur Aussteifung gegen Beulen im Holmbereich eine Sandwichstruktur. Durch die Verwendung pultrudierter Profile ergibt sich die Möglichkeit, die Fertigungszeiten zu senken, wobei durch die maschinelle Vorfertigung dieser Elemente eine gleichbleibend hohe Qualität erzielt wird.

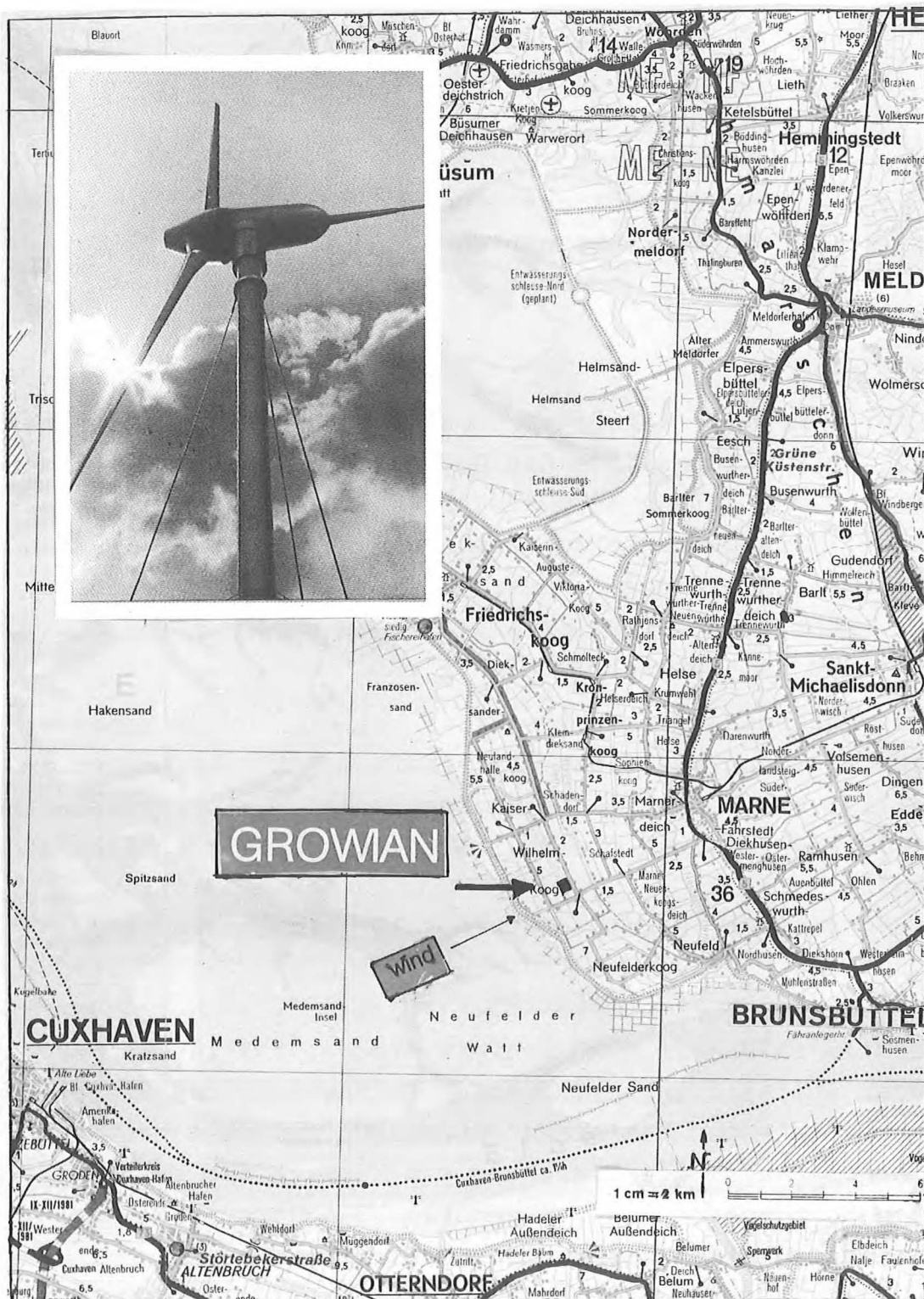
Durch Verwendung dieser hochwertigen Werkstoffe und genauerer Dimensionierung konnten eine weitere Masseneinsparung erzielt werden. Für den D-Holm ergab sich zum Vorentwurf eine Massenverringering auf insgesamt 4800 kg ohne die Verbindungselemente an den Trennstellen.

			
MASSE [kg]	(4780) 3180	(2420) 1620	GESAMT(7200) 4800
HOLM [kg]	(4000) 2400	(1900) 1100	CFK (5900) 3500
SCHALE[kg]	780	520	GFK 1300
FLÄCHE [m²]	63	44	
TIEFE [m]	4,930	2,645	1300
SCHALENTIEFE	2,96	1,59	0,78
BAUWEISE	2SCHALEN,LÖSBAR	2SCHALEN , VERKLEBT	WICKEL HOLM SCHLAUCHKASTEN

Als weitere Arbeiten laufen Detailstrukturberechnungen für die Trennstellen und den Laminataufbau, sowie weitere aerodynamische Rechnungen zur Blattauslegung. Die Fertigung der Bauelemente in Form von Teilschalen beginnt im 2. Quartal 81. Voraussichtlich wird das Gesamtprojekt im Rahmen der Finanz- und Terminvorstellungen abgewickelt werden können.

Bau und Betrieb der großen Windenergieanlage GROWIAN

Projekt-Nr. ET 4342 A, H. Witt



Stand des Projektes ET 4342 A, Bau und Betrieb GROWIAN I

Vortrag im Rahmen des Seminars "Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen" im Rahmen der vom BMFT geförderten Projekte.

MAN Neue Technologie, München, 23./24. 3. 1981

Verfasser: H. Witt

<u>Inhalt</u>	1. Einleitung
	2. Stand der Auftragsvergaben
	3. Stand der Auftragsabwicklung
	4. Änderungsverfahren
	5. Standort
	6. Behördliche Genehmigungen
	7. Terminsituation

1. Einleitung

Auf der Grundlage der "baureifen Unterlagen", deren Erstellung die 1. Entwicklungsphase des Gesamtprojektes GROWIAN I darstellt, wurde Anfang 1979 dessen Realisierung eingeleitet. Diese 2. Entwicklungsphase wurde aus terminlichen Gründen und zur Risikoteilung in mehrere parallel durchzuführende F u E - Vorhaben aufgegliedert. Hierzu gehört u. a. das Vorhaben "Bau und Betrieb GROWIAN I".

Die Durchführung dieses Projektes hat die "Große Windenergieanlage Bau- und Betriebsgesellschaft m b H" übernommen.

Beteiligt hieran sind: die Hamburgischen Electricitätswerke AG, die SCHLESWAG AG und die Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerke AG.

Die Gründung der Gesellschaft erfolgte im Januar 1980.

2. Stand der Auftragsvergaben

Ebenfalls im Januar 1980 erhielt die Fa. MAN in Nürnberg den Auftrag über die ingenieurmäßige Bearbeitung des Projektes auf der Basis der baureifen Unterlagen und im August 1980 den Auftrag über die Lieferung und Montage der systembestimmenden Komponenten. Hierzu gehören: die Rotornabe, das Maschinenhaus, die Leittechnik und Elektrotechnik.

Die Lieferung des Stahlturmes erfolgt durch Fa. Maurer, Söhne, München.

Das Betriebsgebäude wird in Raumelement-Bauweise erstellt und von Fa. Kirschner, Dülmen, geliefert. Die Fertigung der Elemente ist angelaufen. Die angegliederten, in konventioneller Bauweise zu erstellenden HS-Schalträume, die Trafoboxen und der Notstromdieselraum werden umgehend vergeben.

Die Auftragserteilung für die Gründungsarbeiten für Turm- und Abspannseil-Fundamente wird zu Anfang April 1981 erwartet.

Angefragt werden z.Zt. die konventionelle Elektrotechnik und die beiden 170 m hohen Meßmaste - deren Erstellung zu diesem Projekt gehört - .

3. Stand der Auftragsabwicklung

3.1 Rotornabe

- Die Baugruppe Pendelrahmen und Traverse ist konstruktiv dem geänderten Rotorblatt-Lagerungskonzept und der modifizierten Blattverstelleinrichtung angepaßt worden. Die Fertigung ist angelaufen.
- Die Konstruktionsunterlagen der Rotorlagerung liegen dem AG zur Prüfung vor. Die Fertigung kann in Kürze aufgenommen werden.
- Die konstruktive Detailbearbeitung der Blattverstelleinrichtung mit der hydraulischen Notabschaltung und der Blattrücknahme ist nahezu abgeschlossen.

3.2 Maschinenhaus

- Die Berechnung und Konstruktion der tragenden Elemente ist bis auf die endgültige Ausbildung des Anschlusses am Turmkopf abgeschlossen.
- in Arbeit sind:
 - Konzept und Anordnung des Schwingungs-Tilger/Dämpfersystems im Maschinenhaus-Vorderteil,
 - Konzept der Hilfskonstruktion für den Montage-Ausgleichsballast,
 - Konzept der Windrichtungsnachführung,
 - Einbau der hydraulischen Hubvorrichtung

3.3 Leittechnik und elektrotechnische Ausrüstung

Die Konzipierung und Klärung der Automatik (Betriebsführung), der Meßeinrichtungen und der Steuerung für die Störabschaltung,

wie auch des Anlageverhaltens bei Netzstörungen ist dem konstruktiven Stand der Bearbeitung entsprechend aufgenommen worden.

3.4 Turmbauwerk

Die Detailkonstruktion der Stahlturm-Bauelemente, unter Berücksichtigung der für den Hubvorgang und die Abspannung erforderlichen Einrichtungen ist angelaufen.

3.5 Betriebsgebäude

Die Ausführungsplanung ist abgeschlossen. Mit dem Bodenaushub im Fundamentbereich sind die Errichtungsarbeiten auf der Baustelle angelaufen.

4. Änderungsverfahren

Um konstruktive Veränderungen - z.B. aufgrund von technischen Weiterentwicklungen oder aus berechnungstechnischen Gründen - lückenlos erfassen zu können und deren Einflüsse auf die Konstruktion anderer Komponenten, bzw. deren Auswirkung auf Termine und Kosten berücksichtigen zu können, wurde ein spezielles Änderungsverfahren entwickelt.

5. Standort

Für den Standort im Kaiser-Wilhelm-Koog wurde das förmliche Raumordnungsverfahren bereits in 1979 erfolgreich durchgeführt und abgeschlossen. Mit Rücksicht auf die raumgreifenden Abspannungen der Meßmaste mußte ein ca 6 ha großes Betriebsgelände angepachtet werden.

Unter Berücksichtigung der vorliegenden Bodenverhältnisse hat sich eine Tiefgründung der Bauwerke als wirtschaftlichste Lösung erwiesen. Das Turmbauwerk und dessen Abspannung erhalten Ort-beton-Rammpfähle mit angerammter Fußplatte, die vertikal und schräg angeordnet sind. Die Rammtiefe beträgt ca 18 m.

Die Meßmastfundamente sollen Profilstahl-Pfähle erhalten.

Mit dem Bau der Zufahrtstraße wurde im Herbst 1980 begonnen.

Die Schwarzdecke ist im März d.J. aufgebracht worden.

6. Behördliche Genehmigungen

Die Baugenehmigung für die Zufahrtstraße ist am 21. 10. 80 erteilt worden.

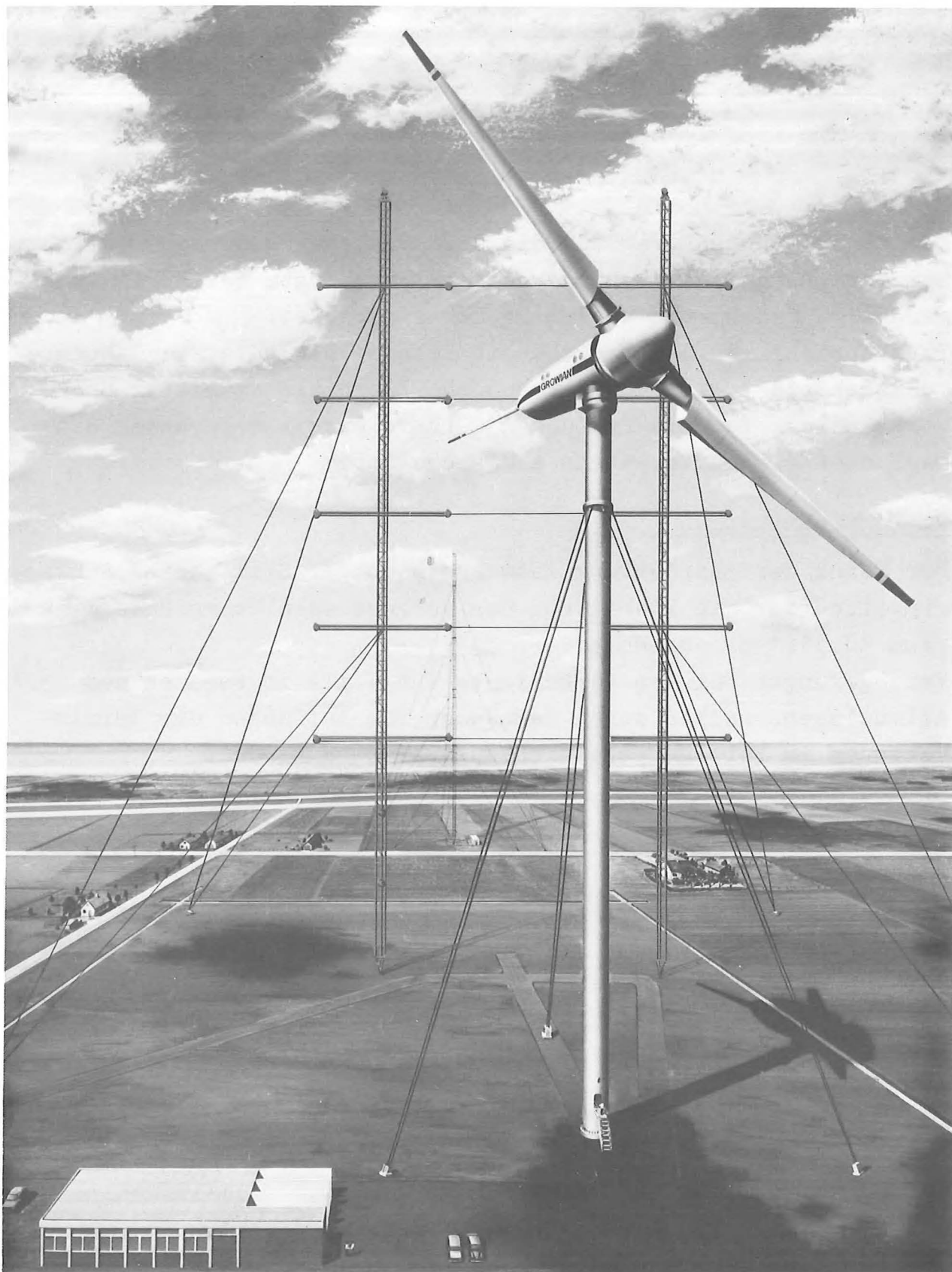
Der Genehmigungsantrag für die Gesamtanlage wurde am 22.12.80 bei der zuständigen Behörde eingereicht. Erste Teilerrichtungsgenehmigungen hierzu werden in Kürze erwartet.

In Absprache mit dem Kreisbauamt Heide - als unterste Genehmigungsbehörde - wird der Germanische Lloyd als amtlicher Sachverständiger für die Prüfungen der sicherheitsrelevanten Bauelementen dieses Vorhabens eingeschaltet.

7. Termsituation

Der Stand der Bearbeitung läßt aus heutiger Sicht keine Schwierigkeiten für die Einhaltung des vorgesehenen Übergabetermins zum 30.11.1982 erkennen.

Verzögerungen bei der Werkaufgabe für Teile im Bereich des Azimutlagers sollen durch Maßnahmen zum Auffangen des Terminverzuges im Fertigungsbereich ausgeglichen werden.



Große Windanlage GROWIAN im Kaiser Wilhelm-Koog, Elbmündung. Blick in Hauptwindrichtung zur Elbe hin. Die drei Windmeßmasten sollen im Rahmen des Meß- und Versuchsprogrammes (vgl. S. 135) errichtet werden. Leistung der Anlage: 3000 kW ab 12 m/sec Windgeschwindigkeit, Rotordurchmesser: 100,4 m, Turmhöhe: 100 m Geplante Fertigstellung Herbst 1982.

Untersuchung neuartiger Konzepte
für große Windenergieanlagen in der Klasse
bis zu 135 m Rotordurchmesser
(entsprechend 5 MW_{elektr.} bei 11 m/sec. Windgeschw.)

Bau und Erprobung einer Demonstrationsanlage
im Modellmaßstab 1:3

Erstellung von Bauunterlagen für eine
Prototyp-Großanlage

Projekt-Nr. ET 4240 A - R. Meggle

1. Zielsetzung:

Untersuchung neuartiger Konzepte für große Windenergieanlagen in der Klasse - 135 m Rotordurchmesser (entspr. 5 MW abgegebener elektrischer Leistung bei ca. 11 m/sec Windgeschwindigkeit). Bau und Erprobung einer Demonstrations-Anlage im Modellmaßstab (ca. 1/3). Erstellung von Bauunterlagen für eine Prototyp-Großanlage.

2. Arbeitsprogramm:

- a) Vorläufige Konzeptdefinition für Zwei- und Einblattsysteme. Systemauslegung. Untersuchungen des Schwingungs- und Stabilitätsverhaltens; Ermittlung der Beanspruchungen. Auswahl des bevorzugten Konzepts.
- b) - Systemoptimierung der Großanlage
- Definition der Demo-Anlage und Erstellung der Bauunterlagen
- c) - Hardware-Definition der Großanlage
- Komponentenfertigung und Teilintegration der Demo-Anlage
- d) - Hardware-Entwicklung (Bau und Erprobung ausgewählter Testbauteile) der Großanlage
- Montage und Inbetriebnahme der Demo-Anlage; Durchführung des Testbetriebs
- e) - Fertigstellung der Bauunterlagen für die Großanlage
- Abbau der Demo-Anlage und Rekultivierung.

3. Stand (Ende 1980):

- Arbeiten an der Großanlage (5 MW_{el}):
Durchführung von Baustudien für Rotorblatt und -kopf.
- Arbeiten an der DEMO-Anlage (370 kW_{el}):
 - . Erstellung der Bau-Unterlagen
 - . Ausschreibung der Hauptbaugruppen; Beauftragung der wesentlichen Lieferanten
 - . Beginn der Fertigung für Rotorblatt, Rotorkopf, Gondel, Generatorsystem sowie Meß- und Datensystem
 - . Abschluß der Bau-Voranfrage für den Standort Bremerhaven

1)

G R O W I A N II - PROGRAMMÜBERSICHT- ZIEL:

UNTERSUCHUNG NEUARTIGER KONZEPTE FÜR GROSSE WINDENERGIEANLAGEN IN DER LEISTUNGSKLASSE $\geq 5 \text{ MW}_{\text{EL}}$ BZW. ROTORKLASSE $\geq 135 \text{ MØ}$; BAU UND BETRIEB EINER DEMO-ANLAGE IM MODELLMASSTAB 1 : 3.

- ABLAUF:

* PROGRAMMSTART	07/78
* KONZEPTAUSWAHL	03/79
* BAUUNTERLAGEN DEMO-ANLAGE	12/80
* HERSTELLUNG / MONTAGE DEMO-ANLAGE	12/81
* PROBE BETRIEB DEMO-ANLAGE	AB 12/81
* BAUUNTERLAGEN GROSSANLAGE	OFFEN

- ENTWURFSZIELE (FÜR GROSSANLAGE):

- * $< 4 \text{ DM/W}_{\text{EL}}$ SPEZIFISCHE INVESTITIONSKOSTEN ENTSPR. $< 0,2 \text{ DM/KWH}$ STROM-ERZEUGUNGSKOSTEN
- * AUSLEGUNG AUF WINDVERHÄLTNISSE IM NORDDEUTSCHEN KÜSTENGEBIET
- * ≥ 20 JAHRE LEBENSDAUER
- * VOLLAUTOMATISCHER BETRIEB
- * GERINGE BETRIEBS-/WARTUNGSKOSTEN

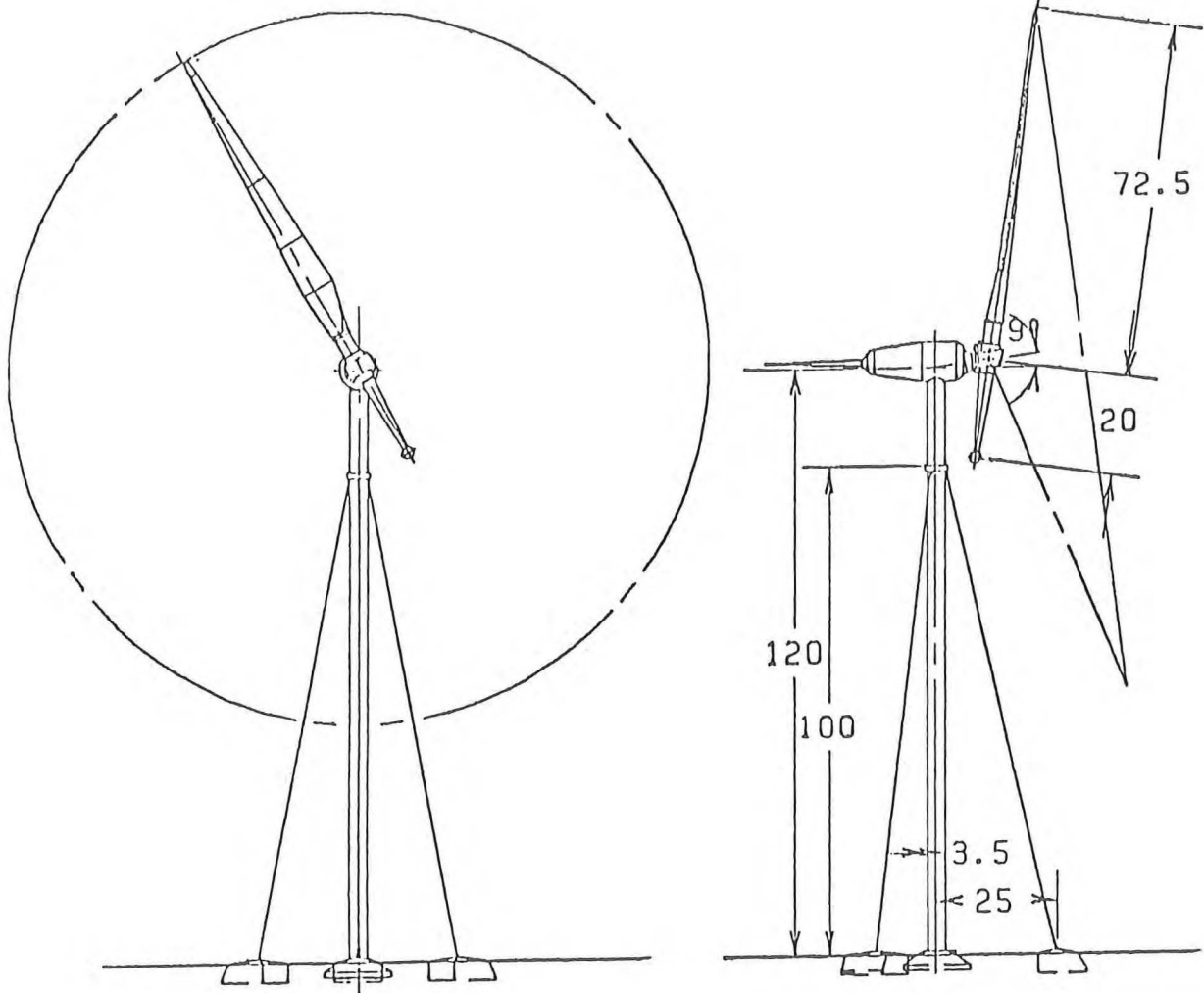
- STANDORT DEMO-ANLAGE: BREMERHAVEN-WEDDEWARDEN

2)

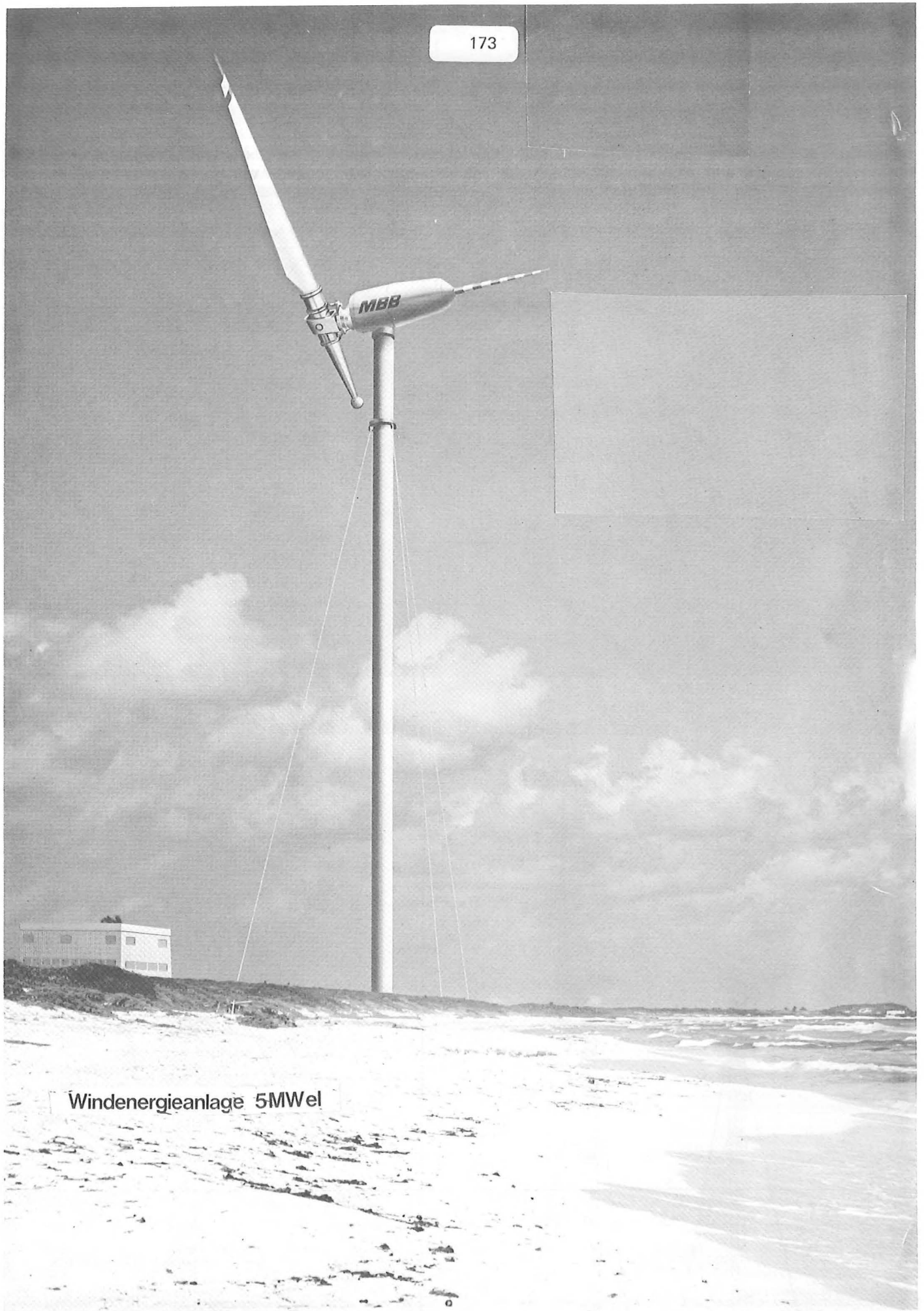
AUSGEWÄHLTES KONZEPT*

- EINBLATTSYSTEM, LEELÄUFER MIT HORIZONTALER ACHSE
- STATISCHER UNWUCHTAUSGLEICH DURCH GEGENGEWICHT
- ROTORBLATT IN FASERVERBUNDBAUWEISE: SCHALENKONSTRUKTION MIT STÜTZSCHAUM
- PENDELNABE
- BLATTWINKELVERSTELLUNG (REDUNDANT) DES GESAMTEN BLATTS INCL. GEGENGEWICHT
- AZIMUTNACHFÜHRUNG DURCH REDUNDANTE STELLEINHEITEN
- DREHZAHLNACHGIEBIGES KRAFTÜBERTRAGUNGS/GENERATORKONZEPT
 - STEIFE WELLE
 - ÜBERSETZUNGSGETRIEBE
 - RUTSCHKUPPLUNG, ROTORBREMSE, GELENKWELLE
 - SYNCHRONGENERATOR
 - GLEICHSTROM-ZWISCHENKREIS, STATISCHER FREQUENZUMRICHTER
- COMPUTERGESTEUERTES BETRIEBSFÜHRUNGSSYSTEM MIT SEPARATER NOTAUS-LOGIK (FAIL-SAFE)
- WEICHES (ÜBERKRITISCHES) TURMKONZEPT: ZYLINDRISCHER STAHLTURM MIT 3 ABSPANNUNGEN
- ÄUSSERER BLITZSCHUTZ UND SCHUTZ DER ELEKTRIK/ELEKTRONIK

* Ausführliche Beschreibung: Statusbericht Windenergie,
VDI-Verlag, Düsseldorf 1980; Anm.d. Herausgebers.



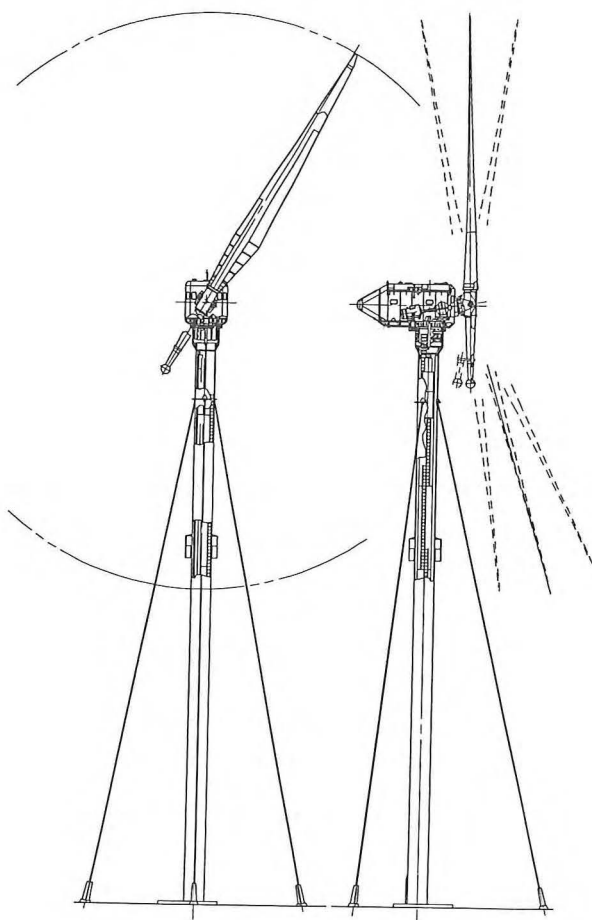
WINDENERGIEANLAGE
WEA 5000



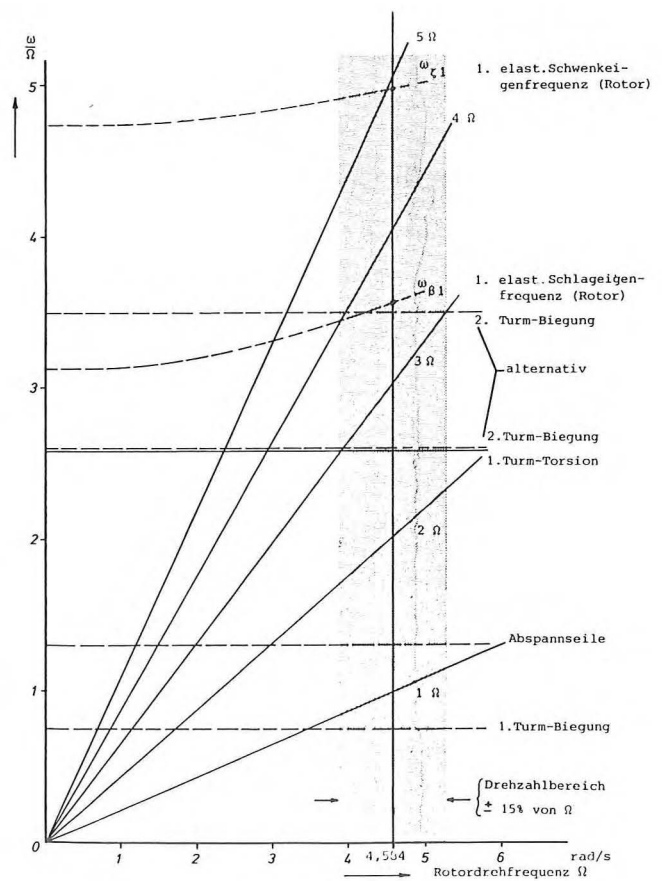
Windenergieanlage 5MWel



Baustelle
Turmfundament und Betriebsgebäude



Aufbau der DEMO-Anlage

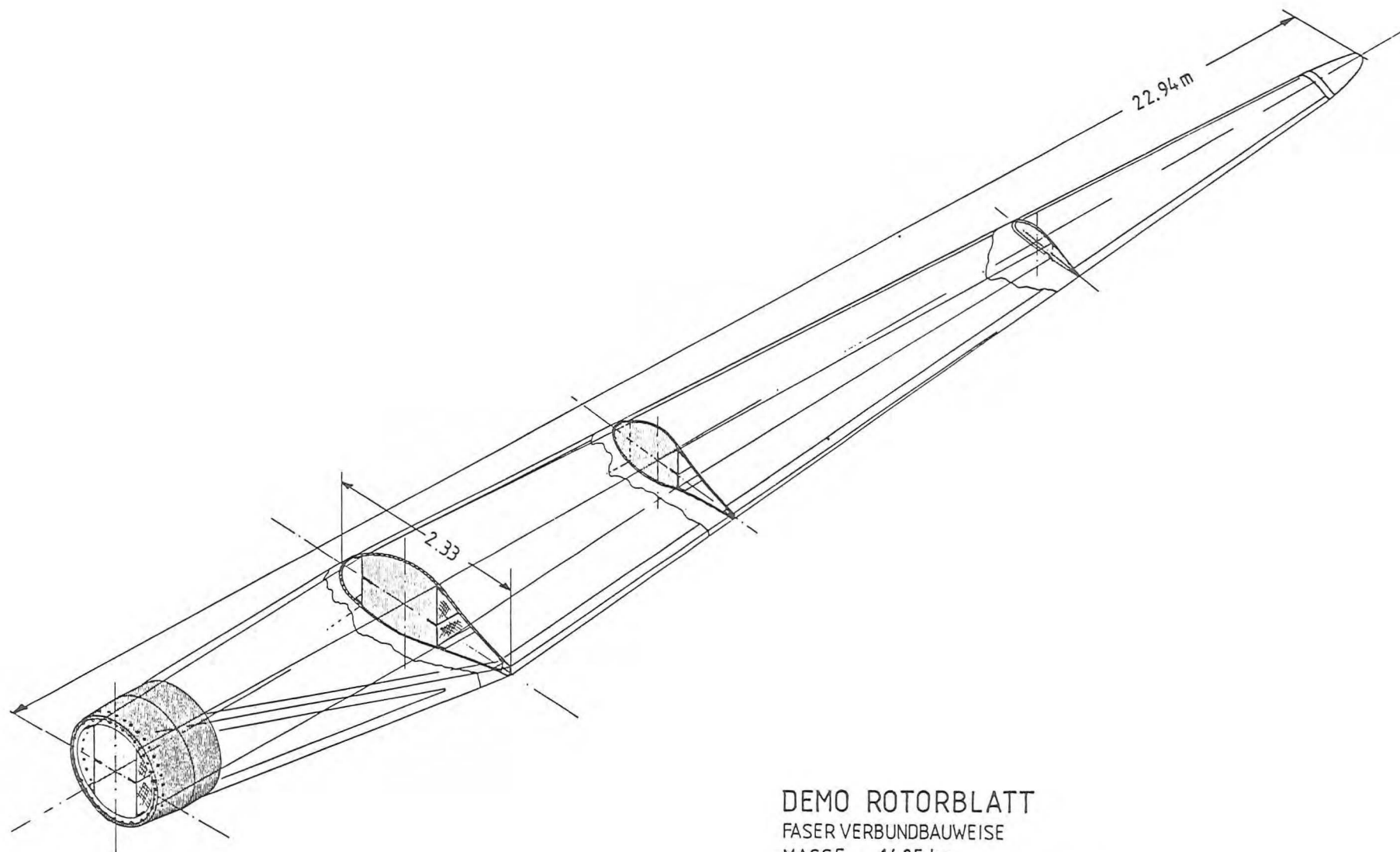


Eigenfrequenzen DEMO-Anlage ($\Omega = 4,584 \text{ rad/s}$)



WEA DEMONSTRATOR

Standort der 350 kW Demonstrationsanlage bei Bremerhaven



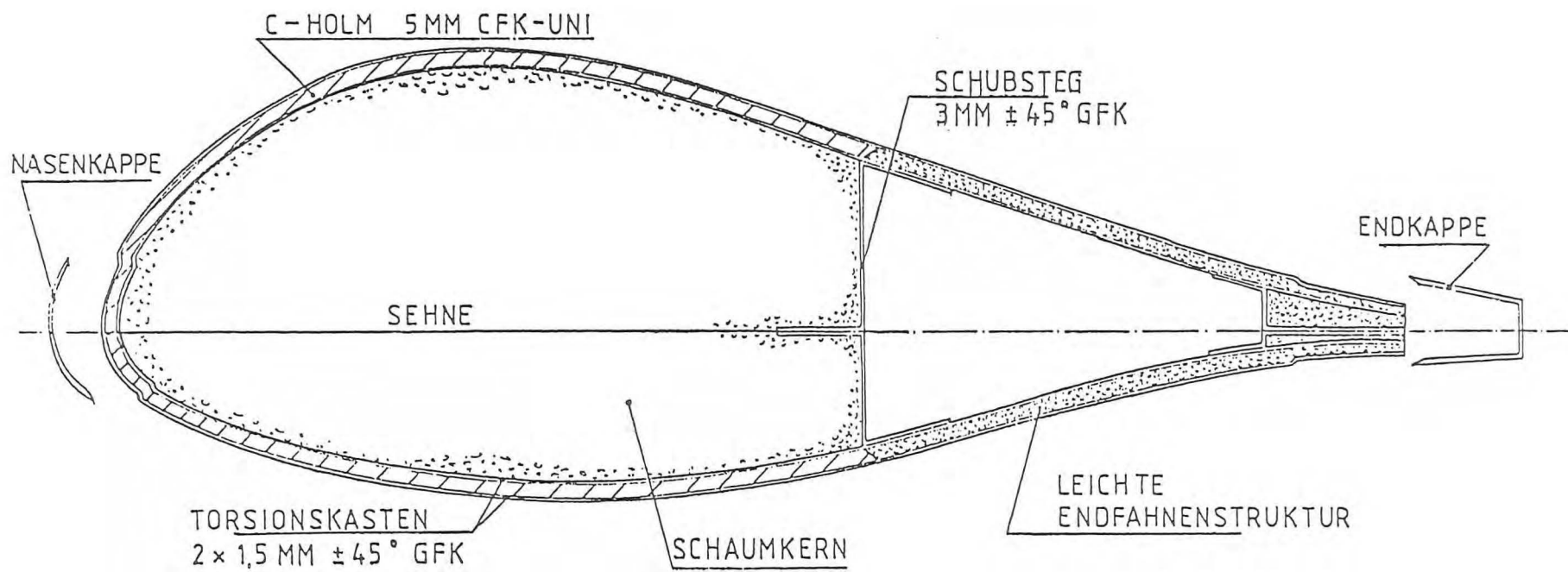
DEMO ROTORBLATT

FASER VERBUNDBAUWEISE

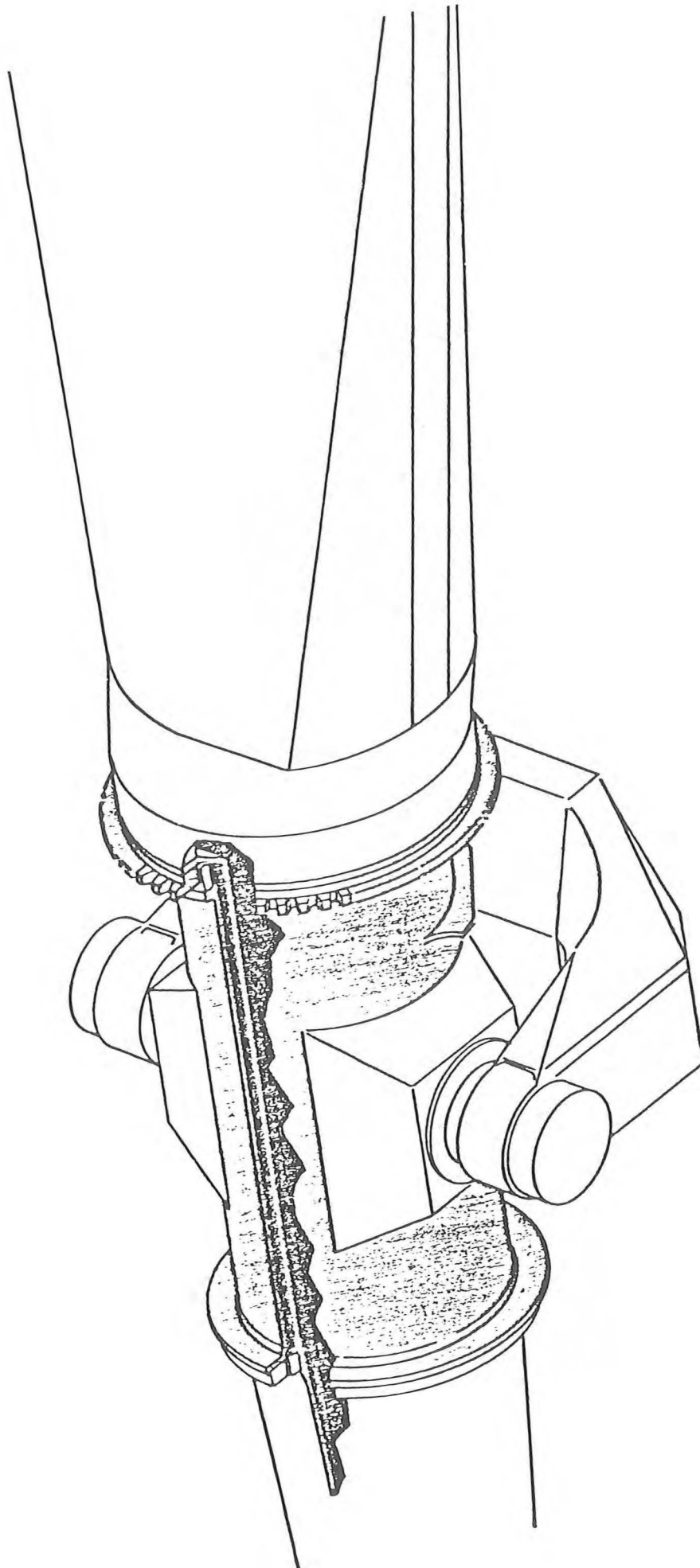
MASSE 1425 kg

WORTMANN FX - 77 - W PROFILE

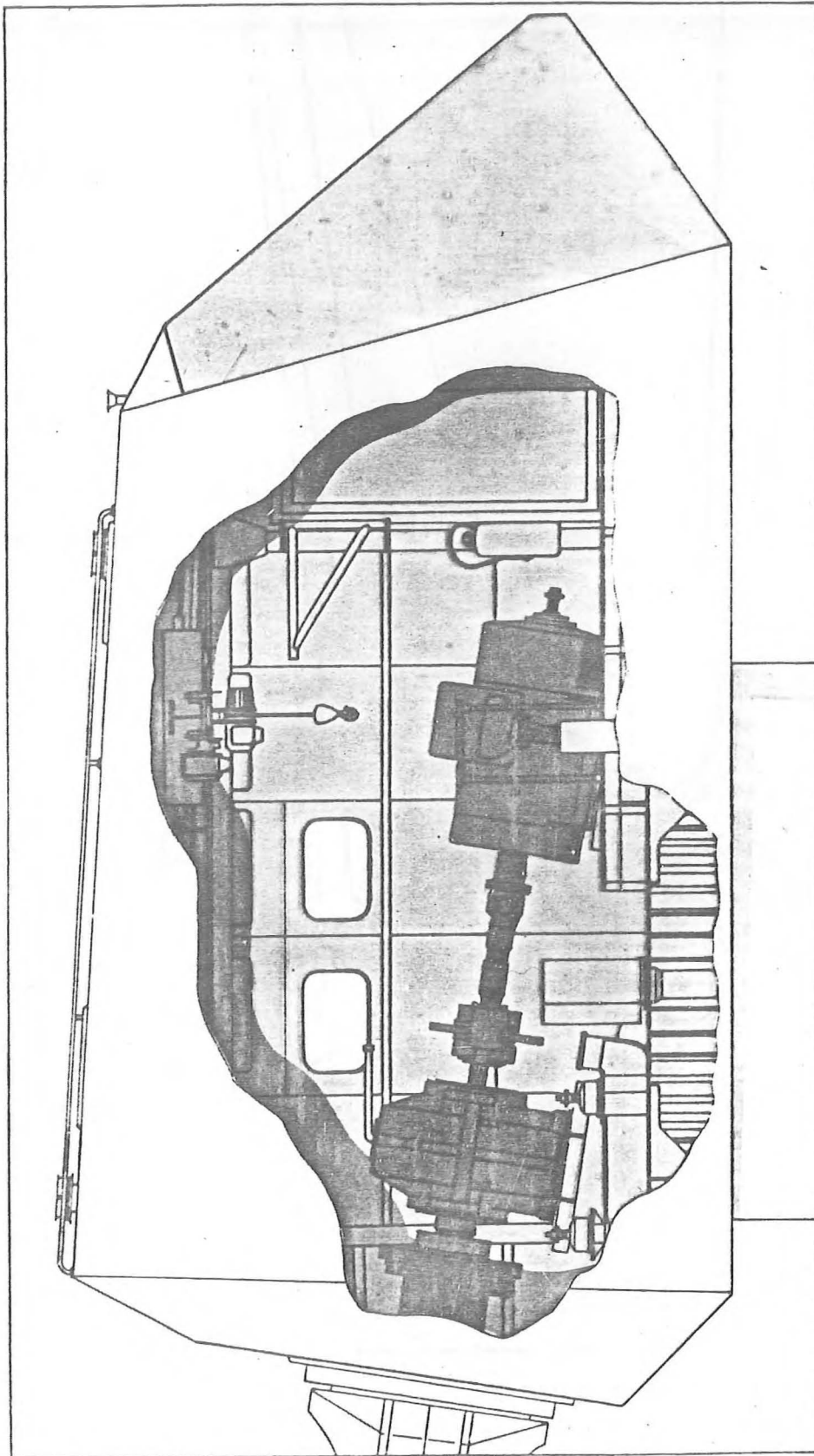
CA. 15° VERWINDUNG



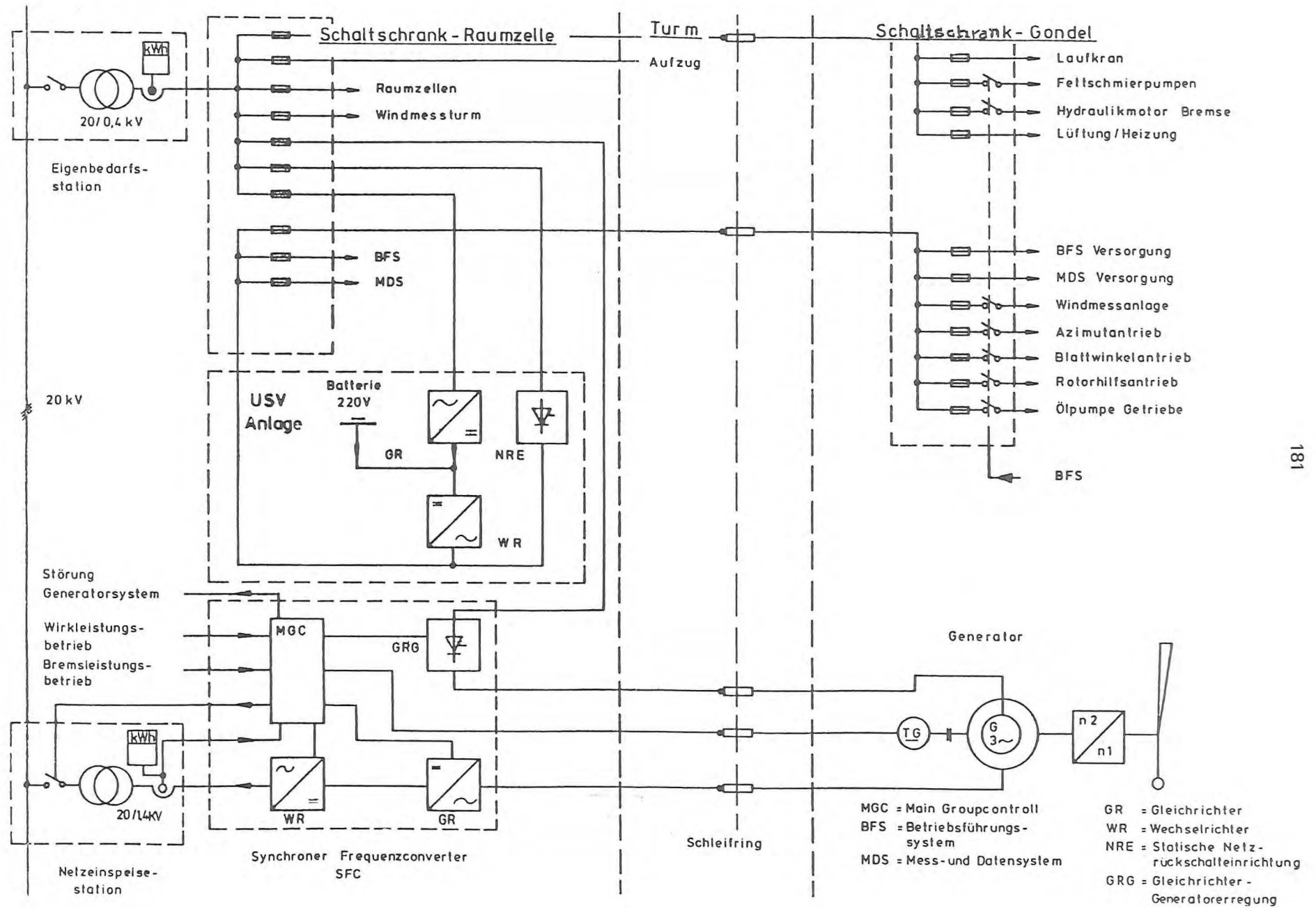
Profilquerschnitt Rotorblatt DEMO-Anlage

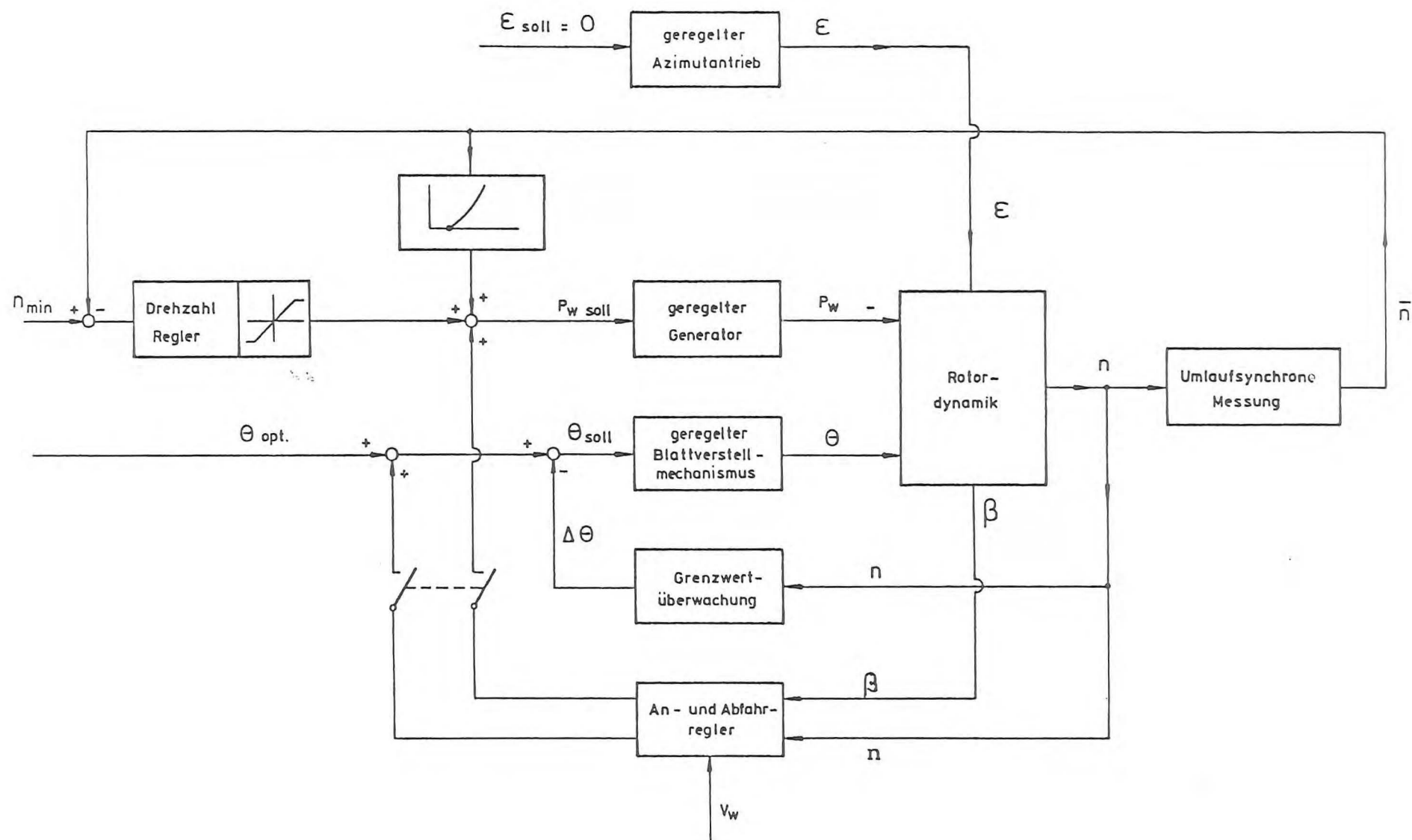


WEA ROTORKOPF

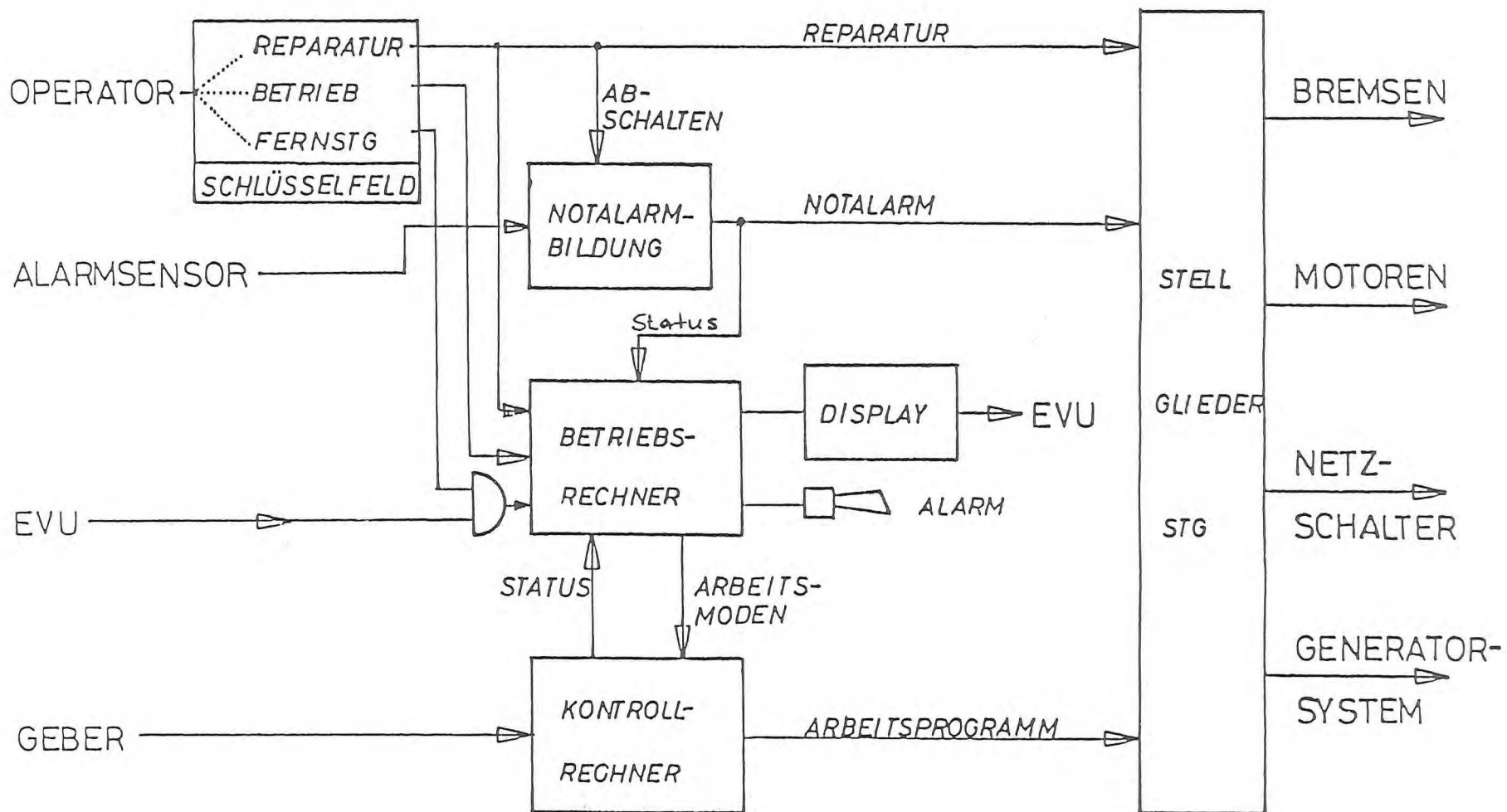


DEMO-GONDEL



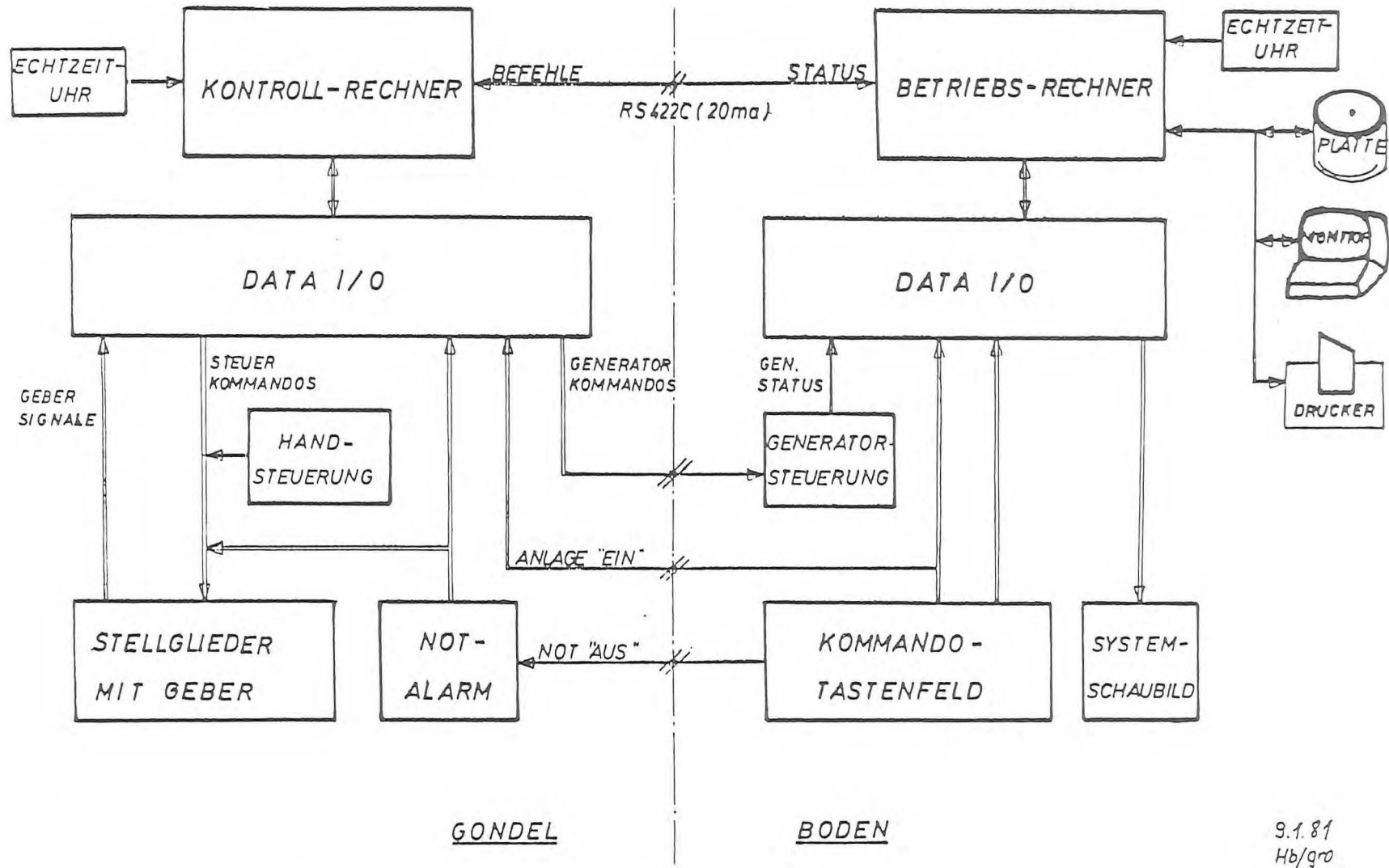


Blockdiagramm der Regelung



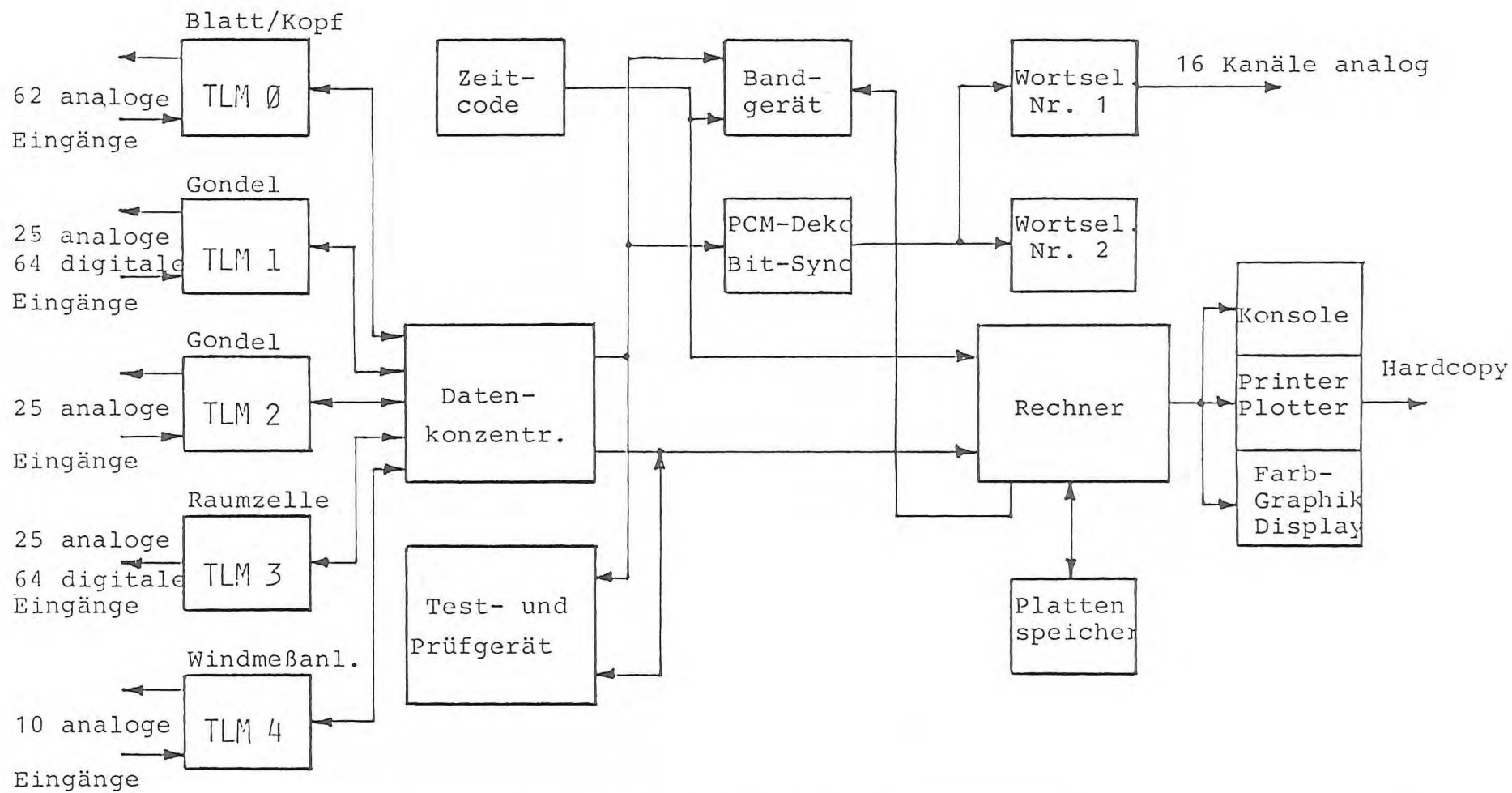
Kommando-Hierarchie des Betriebsführungssystems

BETRIEBSFÜHRUNGS - INTERFACE



WIND-ENERGIE-ANLAGE "GROWIAN" (DEMO-ANLAGE)

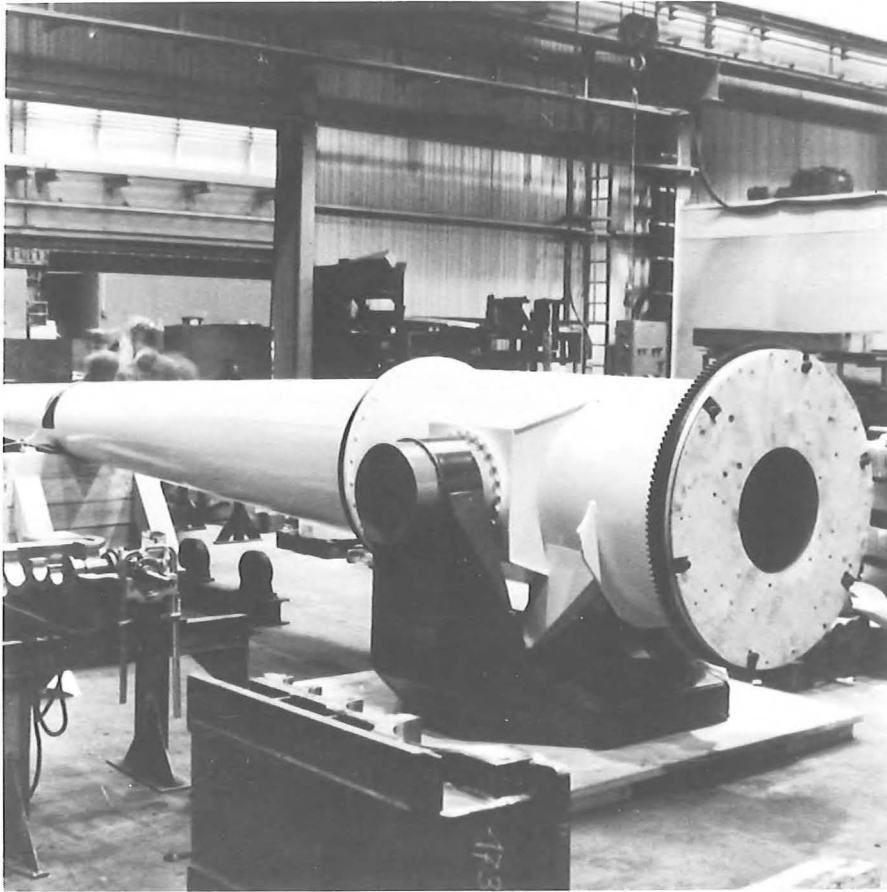
MESS- UND DATENSYSTEM



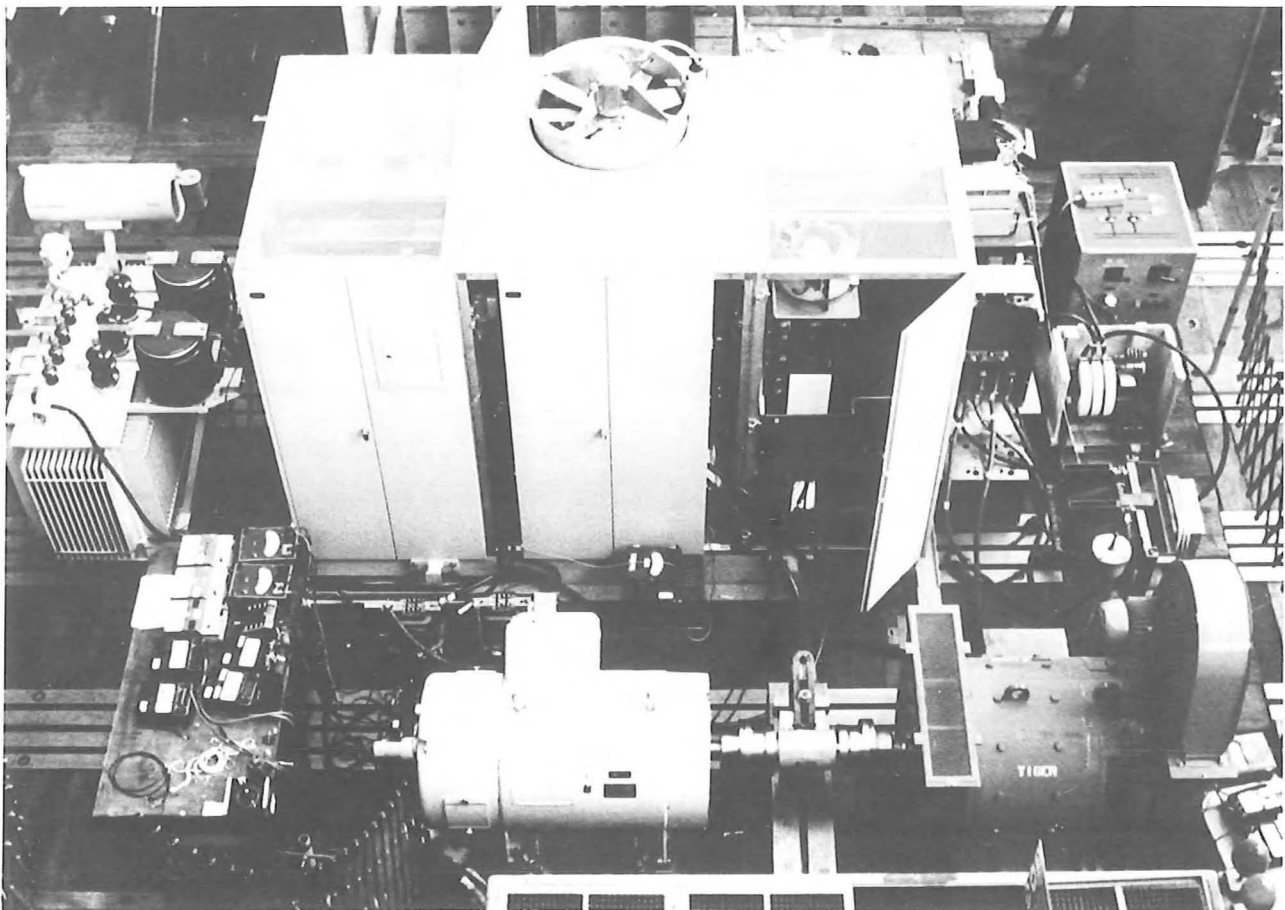
BLOCKSCHALTBIKD DES MESS- UND DATENSYSTEMS

Daten GROWIAN II

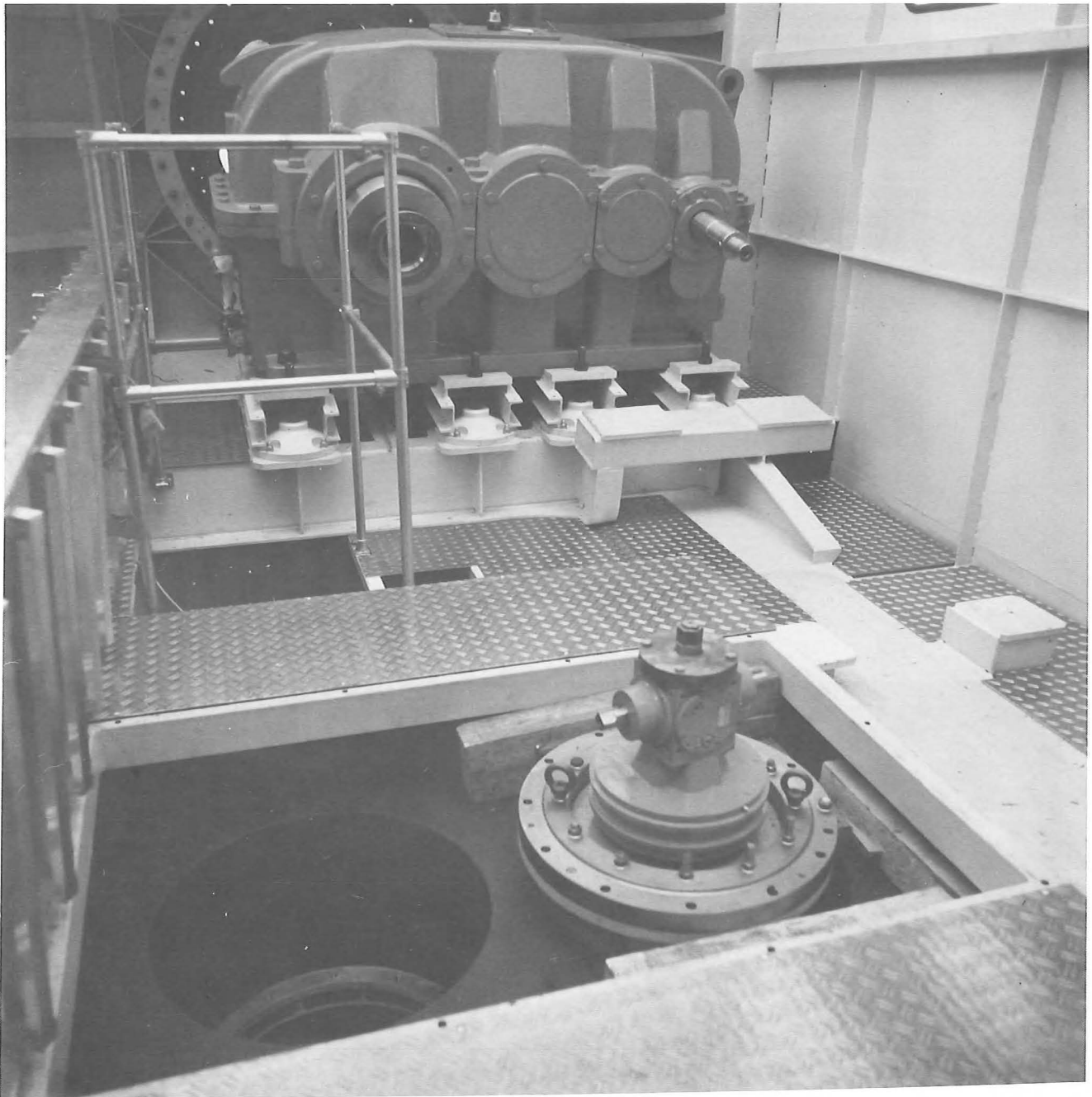
	DEMO-Anlage	Großanlage
Rotordurchmesser (m)	48,33	145
Nabenhöhe (m)	50	120
Abgegebene el. Wirkleistung im Auslegungspunkt n_0 (kW)	370	5000
Spezifische Flächenleistung (W/m^2)	ca. 200	ca. 300
Rotornabenleistung im Auslegungspunkt (kW)	ca. 407	ca. 5490
Auslegungswindgeschwindigkeit (m/s)	ca. 10	ca. 11,5
Betriebs-Windgeschwindigkeitsbereich (m/s)	ca. 5,7 bis 16	ca. 6,6 bis 18
Jahresenergieertrag (GWh/a)	> 1,3	> 17
Statischer Drehzahlbereich (Rad/s)	ca. $4,6 \pm 0,46$	ca. $1,8 \pm 0,18$
Blattspitzengeschwindigkeit bei Auslegungsdrehzahl (m/s)	ca. 120	ca. 138
Schnellaufzahl bei Auslegungswindgeschwindigkeit (-)	ca. 12	ca. 12
Maximaler Leistungsbeiwert	ca. 0,39	ca. 0,40
Blattprofile	Wortmann FX 77 - W-Serie	
Blattbeginn (Kreis) bei $\frac{r}{R}$	0,05	0,05
GröÙte/kleinste Blatttiefe (m) bei $\frac{r}{R} = 0,25$ / $\frac{r}{R} = 0,95$	2,33 / 0,56	7 / 1,68
Verwindung, nichtlinear (Grd)	ca. 15	ca. 15
Rotorachsneigung zur Horizontalen (Grd)	9	9
Getriebeübersetzung	34,5	ca. 89
Massen:		
Rotor gesamt (kg)	5910	ca. 100.000
Rotorblatt (kg)	1425	ca. 26.000
Gondel gesamt (kg)	27880	ca. 300.000



Rotorkopf gesamt (Demo)



Generatorsystem
Abnahmekonfiguration im Prüf-
feld bei BBC (Demo-Anlage)



Gondel mit Übersetzungsgetriebe
und einem Azimutantrieb (Demoanl.)

Projekt ET 4406 A OPTIWAOptimierung großer Windanlagen

John H. Argyris

Kurt A. BraunÜbersicht

Das Projekt wird gemeinsam von der Universität Stuttgart und der Statik und Dynamik Forschungsgesellschaft m.b.H. unter Federführung des Institutes für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen durchgeführt. Die zur Zeit laufende Phase I des Projektes begann am 1.11.79 und wurde um 6 Monate bis zum 31.12.81 unter Beibehaltung des finanziellen Rahmens verlängert.

In Phase I sollen mit der Entwicklung neuer Rechenverfahren und dem Bau einer Rotornabe samt Datenerfassungssystem die Voraussetzungen zur Optimierung von großen Horizontalachsen-Windenergieanlagen geschaffen werden.

In Phase II, auf die in dem vorliegenden Bericht nicht weiter eingegangen wird, sollen mit den erstellten Berechnungs- und Testwerkzeugen verschiedene Rotorkonzepte optimiert und verglichen werden. Eine Skizze der Freilandanlage, wie sie sich aus heutiger Sicht darstellt, ist in Abb. 12 gegeben.

Arbeitspunkte

Das Projekt "OPTIWA" läßt sich in drei Schwerpunkte aufgliedern:

1. Entwicklung von Computerprogrammen zur statischen und dynamischen Untersuchung verschiedener Rotorkonzepte
2. Berechnungsverfahren für ein neuartiges Turmkonzept und Auslegung eines Modellturmes
3. Entwurf und Bau eines rechnergesteuerten Funktionsmodells mit spezieller Rotornabe zur Simulation verschiedener Konstruktions- und Regelkonzepte.

1. Entwicklung von Computerprogrammen

Hier werden vom Berechnungsingenieur verwendbare Computerprogramme entwickelt, welche die statische und dynamische Untersuchung verschiedener Rotorkonzepte (starrer Rotor, Pendelnabe, individuelles Schlagen und/oder Schwenken mit oder ohne Blattwinkelrücksteuerung etc.) zulassen. Vorläufer für diese Programme wurden bereits im Forschungsvorhaben "Investigation of rotor stressing and smoothness of operation of large-scale wind energy conversion systems", das unter Beteiligung des BMFT von der IEA (Internationale Energie Agentur) gefördert wurde, entwickelt (siehe /1-3/). Die Programme werden auf die Bedürfnisse des auslegenden Ingenieurs zugeschnitten, um eine rasche und unproblematische Änderung von charakteristischen Blattdaten am Bildschirm zu ermöglichen (siehe Abb. 1) und basieren auf dem Finite Element Paket ASKA /4, 5/. Da auf die Berechnungsverfahren in /6/ und /7/ näher eingegangen wird, sollen sie hier nicht weiter erläutert werden.

2. Berechnungsverfahren für ein neuartiges Turmkonzept

Unter Punkt 2 werden für ein neuartiges Turmkonzept ("Stuttgarter Turm"), das auf eine Idee von Prof. Wortmann zurückgeht /8/ Berechnungsverfahren erstellt und ein Modellturm rechnerisch untersucht. Aufbauend auf den in /9/ angestellten Voruntersuchungen wurde die Kinematik des in Abb. 2 dargestellten Turmes untersucht und eine statische Auslegung mit Hilfe des nichtlinearen Finite Element Pakets LARSTRAN /10/ durchgeführt.

Die dynamische Untersuchung, Resonanz und Response, werden ebenfalls mit LARSTRAN durchgeführt werden (vgl. Abb. 3).

Bis jetzt lassen sich gegenüber konventionellen Turmkonzepten folgende Vor- und Nachteile absehen :

Vorteile :

- Das für die betrachteten Rotoren vorhandene Bodenresonanzproblem wird entschärft, da die schubabhängige Eigenfrequenz der Lateralschwingung (hier Azimutalschwingung) weit unter der Drehfrequenz liegt und die Eigenfrequenz der Vertikalschwingung (hier Nickschwingung) weit über der Drehfrequenz gehalten werden kann.
- Die Turmorientierung relativ zum Wind ist immer gleich, was eine statische, dynamische und aerodynamische Anpassung der Turmquerschnittsgeometrie erlaubt.
- Der Turm stellt sich ohne Azimutantrieb in Windrichtung, benötigt aber evtl. eine Gierdämpfung.
- Der Rotorfreigang ist gut und die Rotorachse kann vermutlich horizontal gelegt werden (Turmneigung ca. $8,3^\circ$)
- Der Abstand Turm - Rotorblatt wird größer, was für das Turmschattenproblem günstig ist.

Nachteil :

- Der Bauaufwand liegt voraussichtlich über dem eines konventionellen Turmes.

Die Mastlänge des untersuchten Modellturmes beträgt 15 m und der Radius des Basis-sechsecks 6,5 m. Für die kinematischen Untersuchungen wurde der Turm als räumliches Getriebe mit starren Verbindungsstäben zwischen Kugelgelenken idealisiert (vgl. Abb. 4). Das tatsächliche Gelenk am Turmfuß läßt eine Drehnung des Turmes um die z-Achse (Gieren) und Nickbewegungen des Turmes in der durch ihn und die z-Achse aufgespannten Ebene zu, was dazu führt, daß die Rotorachse stets in Windrichtung zeigt. An der Turmspitze befindet sich ein um den Mast drehbares Ringlager, an dem die Seile befestigt sind. Für die kinematische Untersuchung ist beides jedoch ohne Belang. Bei geeigneter Wahl der Seilgeometrie kann die Mastspitze nun eine kreisähnliche Bahn um

die z-Achse ausführen, wobei alle Seile straff bleiben. Da sich der Turm auch bei geringen Windgeschwindigkeiten (Schubkräften) in Windrichtung einstellen soll, muß die Bahn der Mastspitze eine horizontal liegende Kreisbahn möglichst gut annähern. Unter Berücksichtigung des nötigen Rotorfreigangs wurde die Seilgeometrie soweit optimiert, daß die Abweichung von der Kreisbahn mit Radius 2,18 m nur noch $\pm 0,1\%$ betrug, was einer Welligkeit der Bahn von $\pm 0,32$ mm in vertikaler Richtung entspricht. Bei Einbindung des Turmes in ein um 15° geneigtes Gelände läßt sich durch geringfügige Modifikation der Seillängen die Abweichung von der Kreisbahn mit Radius 2,18 m bei $\pm 0,12\%$ halten, was einer Welligkeit der Bahn von $\pm 0,39$ mm in vertikaler Richtung entspricht.

Bei Setzung eines Ankerpunktes um 11 cm konnte die Bahnkurve durch Verlängerung des betroffenen Basisseils um 7,5 cm wieder soweit geglättet werden, daß die Abweichung von einem mittleren Radius von 2,19 m nur $\pm 0,55\%$ betrug bzw. $\pm 1,77$ mm in vertikaler Richtung.

Alle drei genannten Fälle sind als unkritisch anzusehen, d.h. die Turmspitze läuft auf einer für praktische Belange perfekt horizontal liegenden Kreisbahn um.

Anders sieht es jedoch bei einem Seilbruch aus. Reißt z.B. ein Umfangsseil, dann besitzt der Turm, vorausgesetzt es reißen nicht gleich weitere Seile mit, eine klar bevorzugte Position, die dem gerissenen Seil gegenüber liegt.

Inwieweit der Turm die in ihn gesetzten Erwartungen hinsichtlich Dynamik erfüllt, bleibt abzuwarten.

3. Rechnergesteuertes Funktionsmodell

Unter Punkt 3 wird ein rechnergesteuertes Funktionsmodell einer Horizontalachsen-Windanlage (vorerst ohne Turm) entworfen und gebaut, das später für Freilandversuche Verwendung finden soll. Die Nabe soll die Simulation und Erprobung von Konstruktions-, Steuer- und Regelkonzepten ohne bauliche Veränderungen ermöglichen, da für die Optimierungsaufgabe eine Vielzahl von Parametern variiert werden muß. Dies kann durch die freie räumliche Bewegungsmöglichkeit der Blätter und deren Zwangssteuerung als beliebige Funktion gemessener Verformungs- oder Beanspruchungswerte erreicht werden.

Hierbei werden Schwenk-, Schlag- und Anstellwinkel unabhängig voneinander über Hydraulikzylinder verändert. Meßwertgeber für Winkelpositionen, Blattwurzelmomente und Beschleunigungen erlauben die Beurteilung des Betriebszustands und damit eine optimale Regelung durch einen Minicomputer. Der in das rotierende System integrierte Minicomputer liefert hierfür die Sollwerte für das analoge Hydraulikregelsystem.

Die Versorgung des Minicomputersystems mit Programmen und Versuchsparametern erfolgt vom vorhandenen Hauptsteuerrechner über ein störsicheres optisches Übertragungssystem. Betriebsdaten des Rotors werden über das gleiche System an den Hauptrechner zur Weiterverarbeitung übergeben.

Im Labor wird die Nabe über einen regelbaren Hydraulikmotor angetrieben, der im Hinblick auf Phase 2 des Projektes auch zur Leistungsabnahme als Generator verwendet werden kann.

Die Arbeiten am rechnergesteuerten Funktionsmodell lassen sich in drei Unterpunkte aufgliedern.

3.1 Mechanik und Hydraulik

3.2 Prozessdatenverarbeitung

3.3 Kommunikation zwischen stehendem und rotierendem System

3.1 Mechanik und Hydraulik

Der Aufbau des Funktionsmodells ist in Abb. 5 dargestellt, die Einzelbauteile sind in Abb. 6 und die komplette Nabe in Abb. 10 wiedergegeben.

Die Rotorwelle ist mit Hilfe zweier Kugellager in einem Rahmen aufgehängt. In ihr sind die hydraulische Scheibenbremse, der mechanische Abtrieb zum Getriebe und die Schlagarme mit den in sie eingesetzten Schwenkarmen befestigt. Die gesamte Gondel ist mit Hilfe von vier Gummilagern am Versuchsstand aufgehängt. Über das Getriebe wird der Rotor in der derzeitigen Phase I durch den Hydraulikmotor angetrieben. Dieser kann in Phase II als Pumpe mit einer Leistungsaufnahme von bis zu 45 kW verwendet werden. Die Versorgung der hydraulischen Schlag-, Schwenk- und Anstellwinkelverstellung im rotierenden System erfolgt über eine axiale hydraulische Kupplung.

3.2 Prozessdatenverarbeitung

Der schematische Aufbau der Anlage samt Verknüpfung zum externen Rechner sind in Abb. 7, das Datenflußdiagramm für den Rotor in Abb. 8 gegeben.

Es müssen zwei Arten von Signalen unterschieden werden, die Meßdaten, die nur vom rotierenden ins stehende System übertragen werden und die Steuerinformationen, die zwischen dem Mini-Rechner LSI 11/23 und dem Hauptrechner PDP 11/70 ausgetauscht werden. Das Übertragungssystem stellt eine Weiterentwicklung des in /11/ beschriebenen Systems dar.

Die analogen Meßsignale werden zum Teil verstärkt und an das Datenerfassungssystem übergeben, dort digitalisiert und bit-parallel über das optische Übertragungssystem an ein XB-Terminal (vgl. /12/) weitergeleitet. Von dort werden sie mit Hilfe des X-Bus Systems dem Hauptrechner oder einem interaktiven Grafik-System zugeführt. Hier können sie auf Platte abgelegt, im Hauptrechner z.B. zur Steuerung der Anlage oder Datenreduktion verwendet und grafisch dargestellt werden.

Die Meßdaten können aber auch im rotierenden System digitalisiert an den Mini-Rechner LSI 11/23 gegeben und sehr schnell mit Hilfe von dort gespeicherten Programmen zur Steuerung der Hydraulikzylinder verwendet werden.

Der Mini- und der Hauptrechner können bei rotierender Anlage über das OPTORING-System miteinander kommunizieren und der Versuchsingenieur kann über das Grafik-System in die Programme des Mini-Rechners eingreifen.

3.3 Kommunikation zwischen stehendem und rotierendem System

Die Versorgung mit Hydrauliköl erfolgt über die axiale hydraulische Kupplung, die Stromversorgung über Schleifringe und mitrotierende Transformatoren. Die Datenübertragung erfolgt berührungsfrei über sogenannte OPTORINGE (vgl. Abb. 9). Es handelt sich hierbei um je einen Satz von Plexiglasringen für die Übertragung aus dem rotierenden System heraus und in dasselbe hinein. Die einzelnen Werte werden bit-parallel mit Hilfe von Infrarotdioden übertragen. Die Übertragungsgeschwindigkeit liegt bei ca. 30 000 Worten/sec. Auf dem Versuchsstand arbeitet die Meßdatenübertragung

bereits zur Zufriedenheit, da wegen der hohen Abtastrate ein hin und wieder ausfallendes bit bzw. Wort softwaremäßig leicht abgefangen werden kann. Bei der Kommunikation zwischen Mini-Rechner und Hauptrechner bzw. Grafik-System wurde die erforderliche Zuverlässigkeit jedoch bisher nicht erreicht.

Literaturverzeichnis

- /1/ J.H. Argyris, K.A. Braun, B. Kirchgäßner: Statische Untersuchung von Rotorblättern unter Eigengewicht und im stationären Betrieb. ISD-Bericht Nr. 243, Stuttgart 1979
- /2/ J.H. Argyris, B. Kirchgäßner: Stabilität und Schwerkraftresponse der Schlag-Schwenkbewegung eines starren Rotorblattes mit Blattwinkelrücksteuerung. ISD-Bericht Nr. 244, Stuttgart 1979
- /3/ J.H. Argyris, K.A. Braun, B. Kirchgäßner: Dynamische Analyse eines Rotorblattes mit Schlagfreiheit, Schwenkfreiheit und Blattwinkelrücksteuerung. ISD-Bericht Nr. 258, Stuttgart 1979
- /4/ -, ASKA UM 202, ASKA Part I, Linear Static Analysis, User's Reference Manual, ISD-Report No. 73, Stuttgart 1971, Revision F, 1979
- /5/ -, ASKA UM 211, ASKA Part II, Linear Dynamic Analysis, User's Reference Manual, Stuttgart 1974, Revision B, 1979
- /6/ J.H. Argyris, B. Kirchgäßner: Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Windenergieanlagen, Beitrag zum Seminar "Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen im Rahmen der vom BMFT geförderten Projekte", 23./24. März 1981, München
- /7/ J.H. Argyris, K.A. Braun, W. Lang: Berechnung großer Rotorblätter aus der Sicht des Berechnungsingenieurs, Beitrag zum Seminar "Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen im Rahmen der vom BMFT geförderten Projekte", 23./24. März 1981, München
- /8/ F.X. Wortmann: Beschreibung des Konzepts "Schwingende Windturbine". Bericht am Institut für Aero- und Gasdynamik, Stuttgart 1977
- /9/ J.H. Argyris, K.A. Braun: Statische und dynamische Untersuchungen verschiedener Türme für Windturbinen. ISD-Bericht Nr. 261, Stuttgart 1979
- /10/ T. Angelopoulos, F. Iguti, W.C. Knudson: LARSTRAN User's Manual, Large Strain Nonlinear Elastic Analysis, ISD-Report No. 231, Stuttgart 1978

- /11/ J.H. Argyris, W. Aicher, F. Karl, W. Kümmerle, M. Müller: Rotormodell zur Verifizierung von Rechenverfahren, ISD-Bericht Nr. 262, Stuttgart 1979
- /12/ J.H. Argyris, W. Aicher, M. Müller: "XB-Experimental BUS-System" Entwicklung einer universellen rechnergesteuerten Mehrfachbenutzer-Versuchssteuerung, ISD-Bericht Nr. 200, Stuttgart 1977

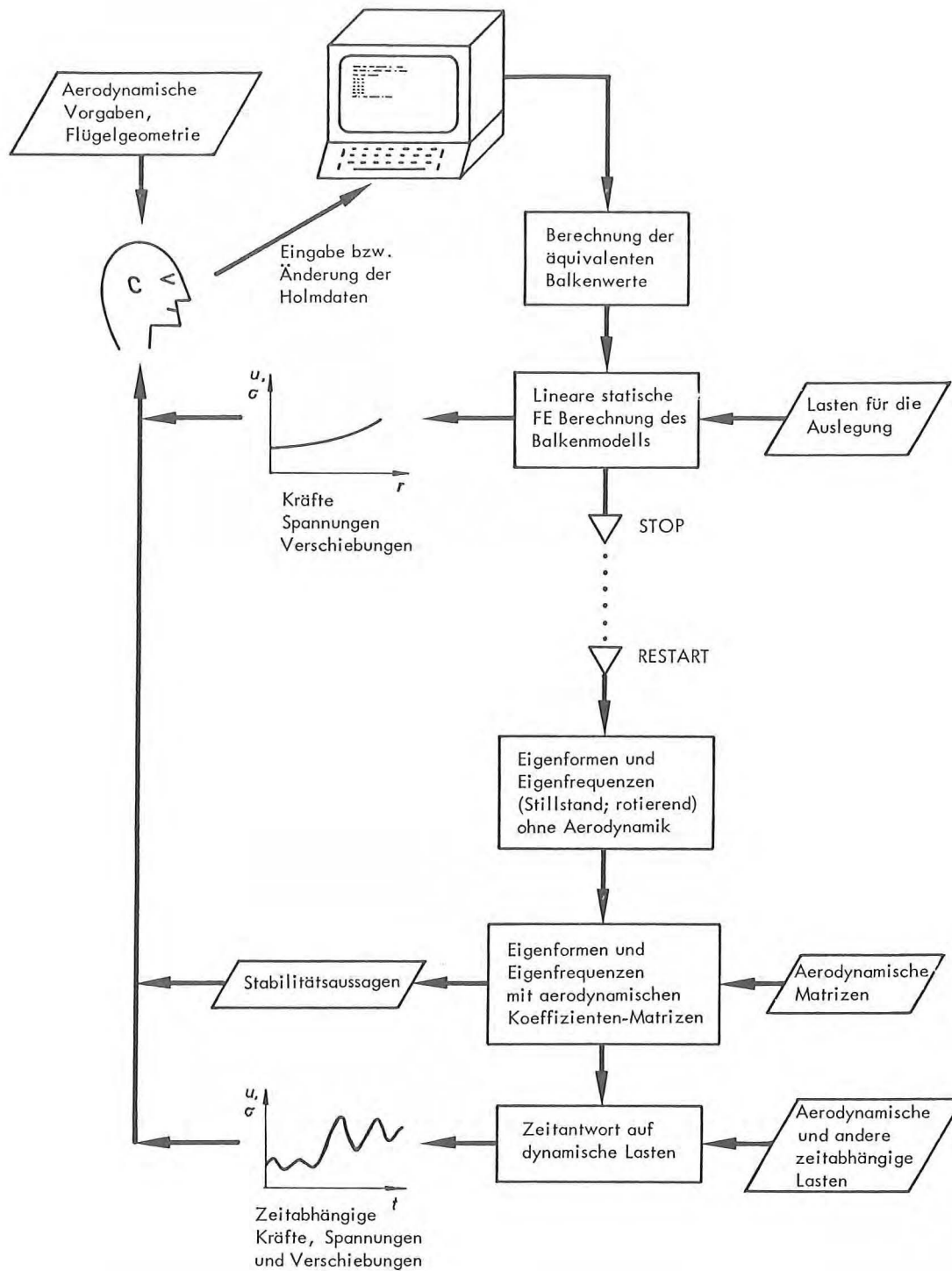


Abb. 1 BLOCKDIAGRAMM FÜR DIE LINEARE ROTORBLATTBERECHNUNG

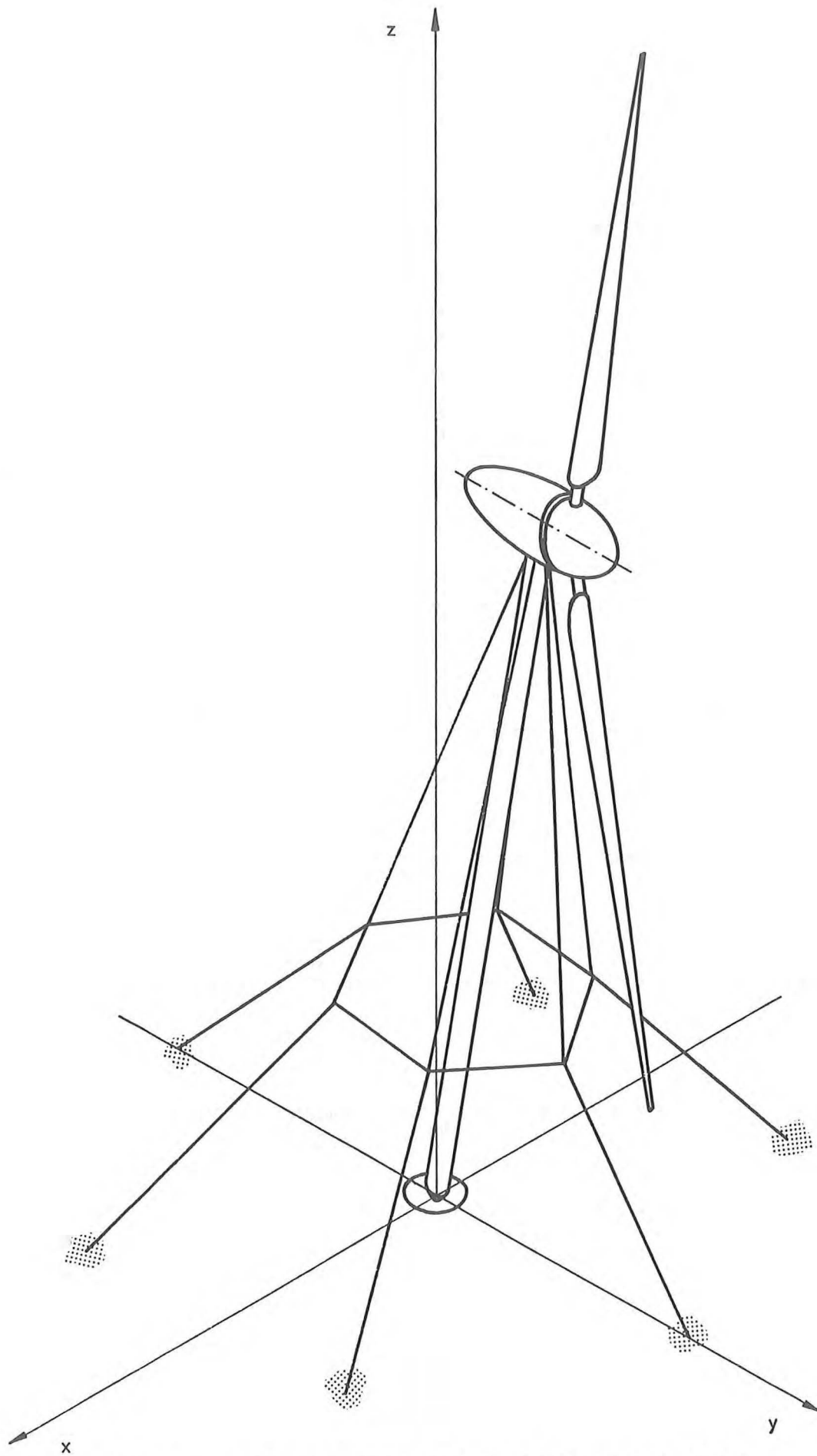


Abb. 2

"STUTTGARTER TURM" SAMT WINDTURBINE

Nichtlineare statische und dynamische Untersuchungsverfahren

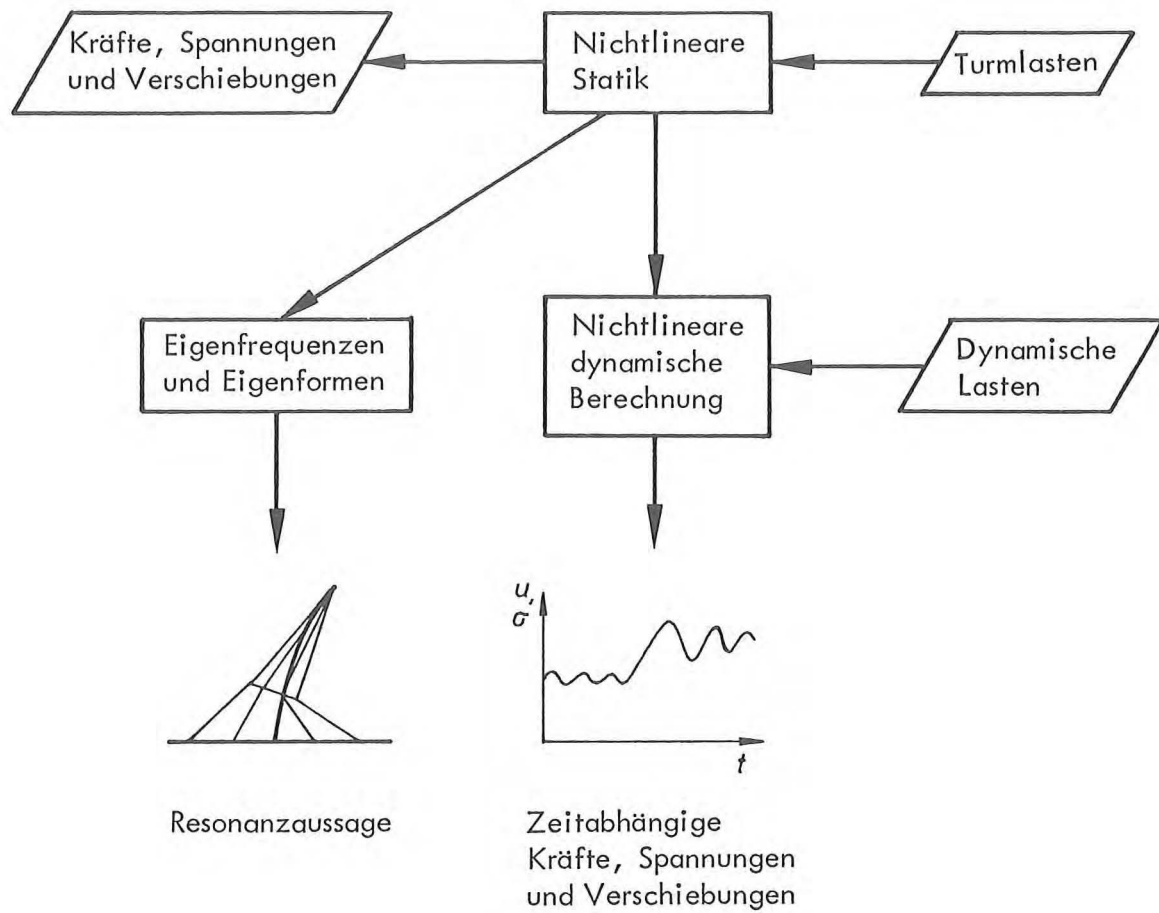


Abb. 3 BLOCKDIAGRAMM FÜR DIE BERECHNUNG DES "STUTTGARTER TURMES"

KINEMATISCHE UNTERSUCHUNGEN ZUM
"STUTTGARTER TURM"

- o OPTIMIERUNG DER GEOMETRIE
- o EINBINDUNG IN SCHRÄGES GELÄNDE
- o SETZUNG EINES ANKERS
- o SEILBRUCH

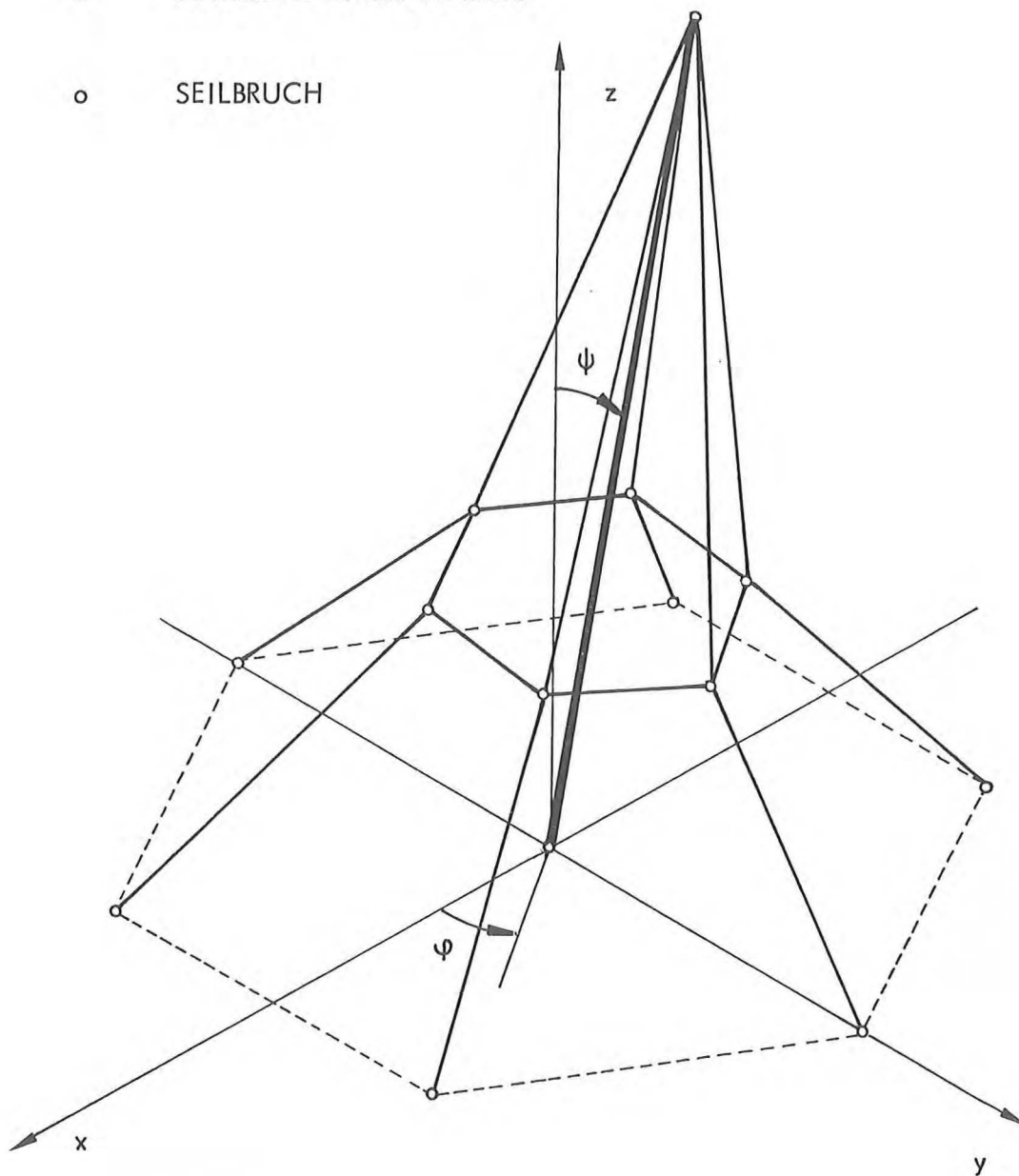


Abb. 4 KINEMATISCHE UNTERSUCHUNGEN ZUM "STUTTGARTER TURM"

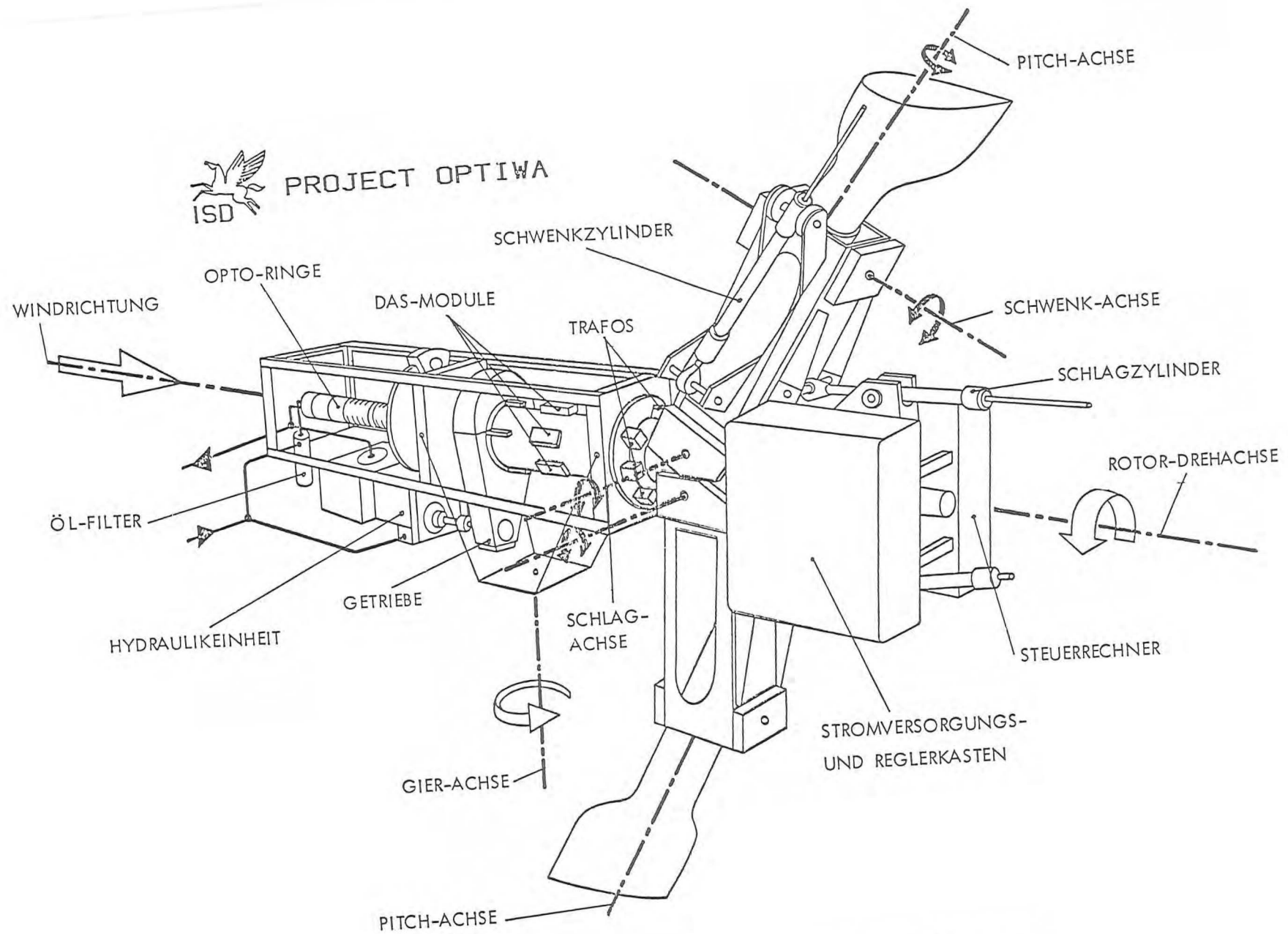


Abb. 5 AUFBAU DES FUNKTIONSMODELLS (LEE-ANSICHT)

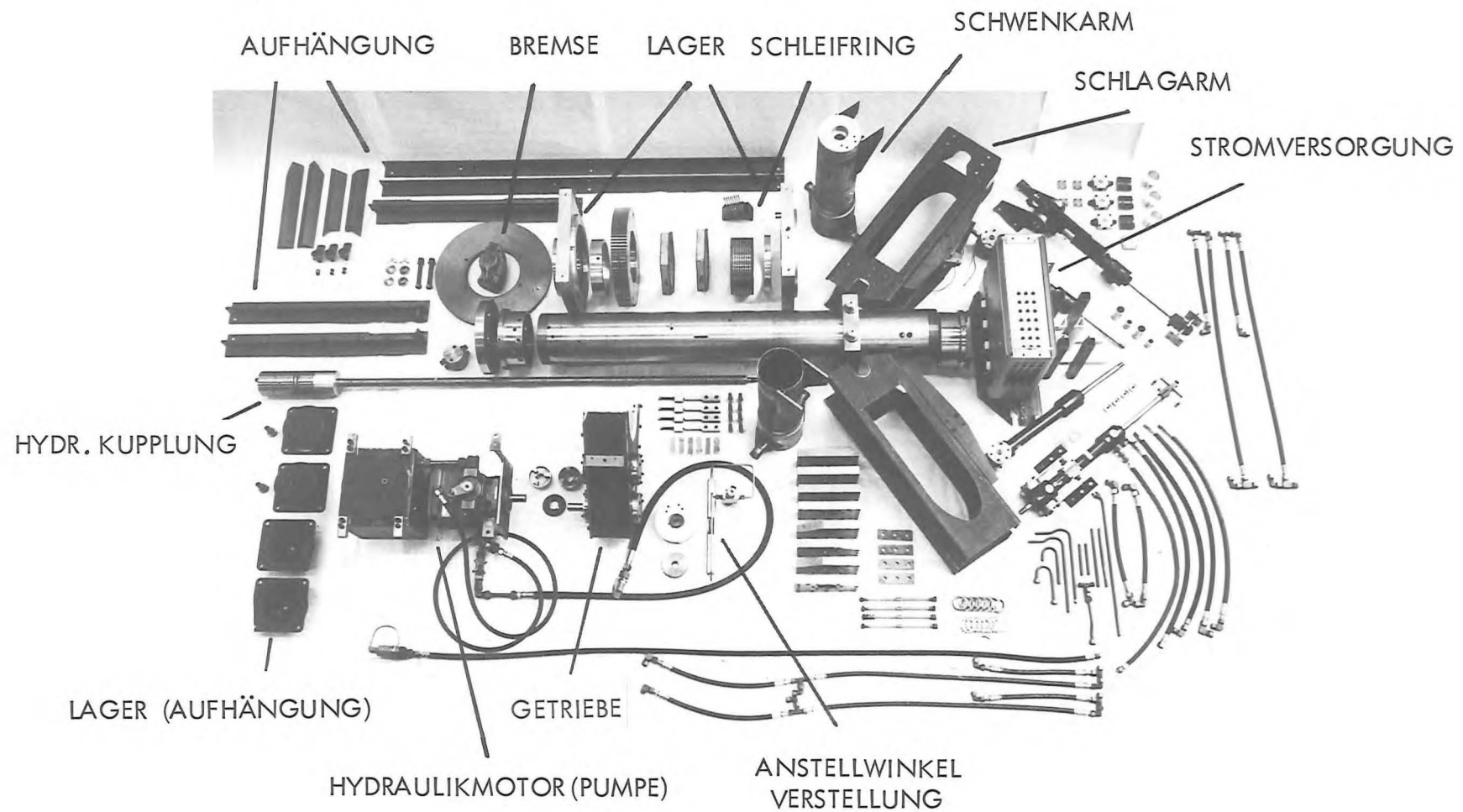


Abb. 6 EINZELBAUTEILE (HYDRAULIK, MECHANIK)

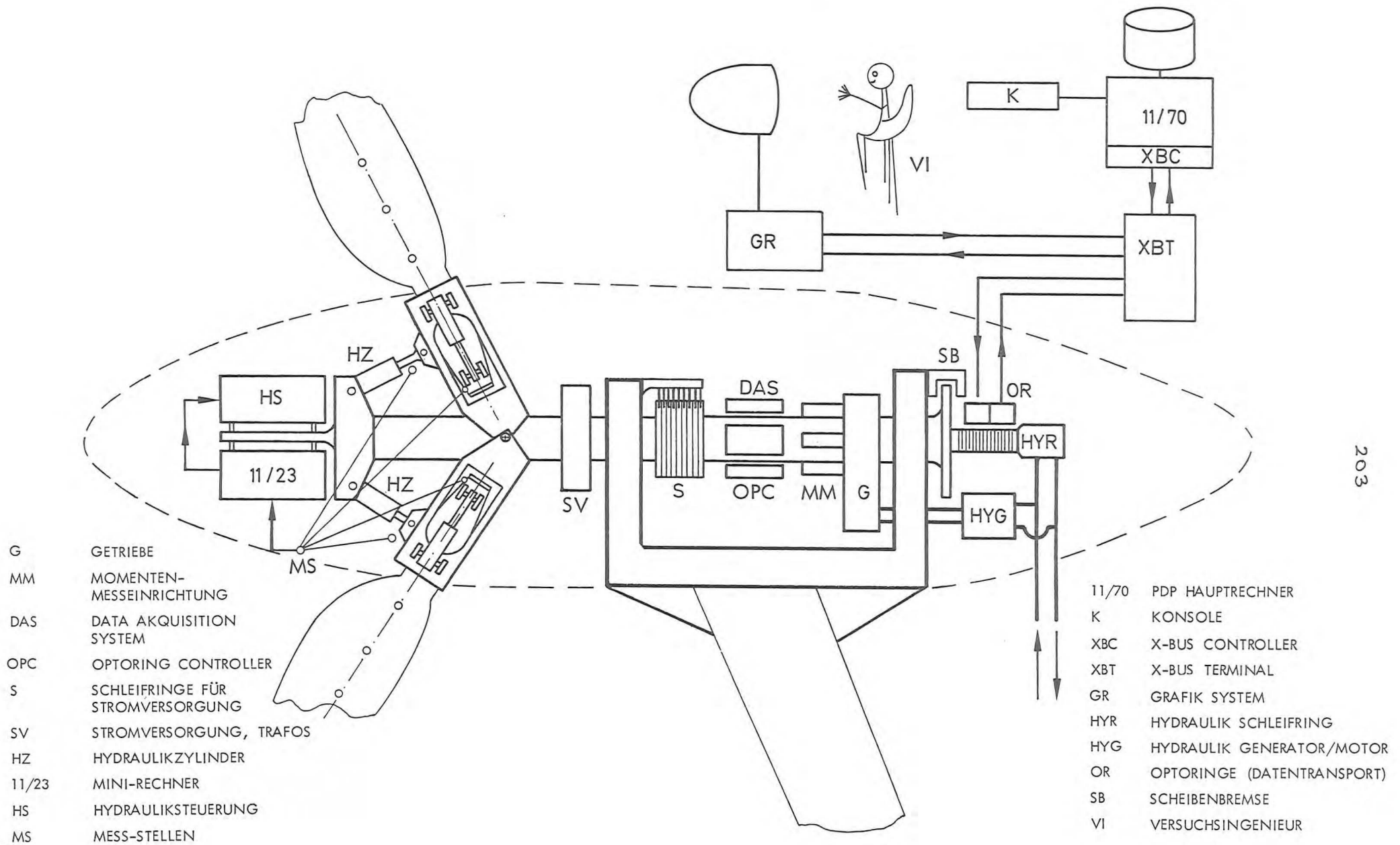


Abb. 7 SCHEMATISCHER AUFBAU DER ANLAGE

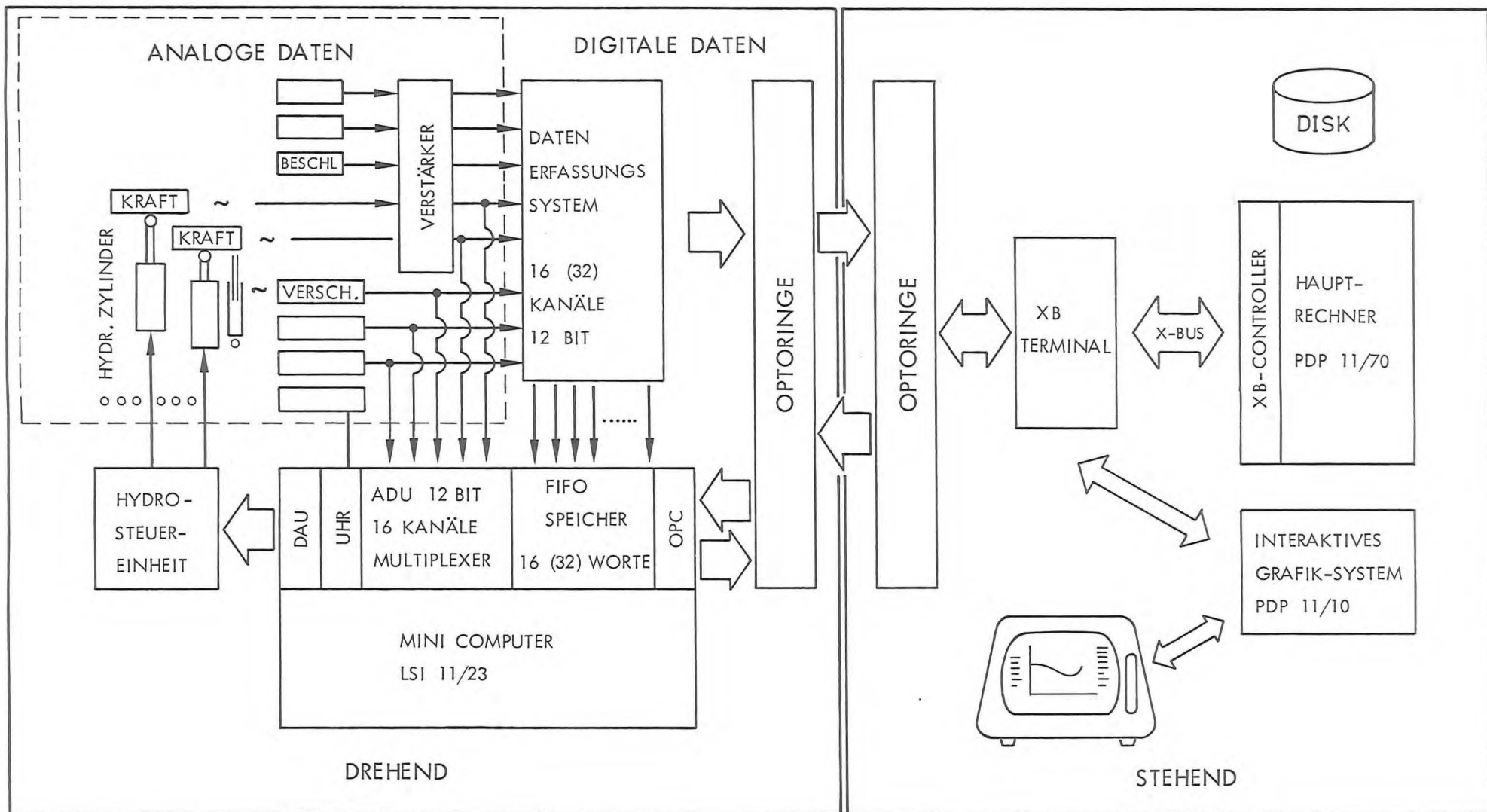


Abb. 8 DATENFLUSSDIAGRAMM FÜR DEN ROTOR

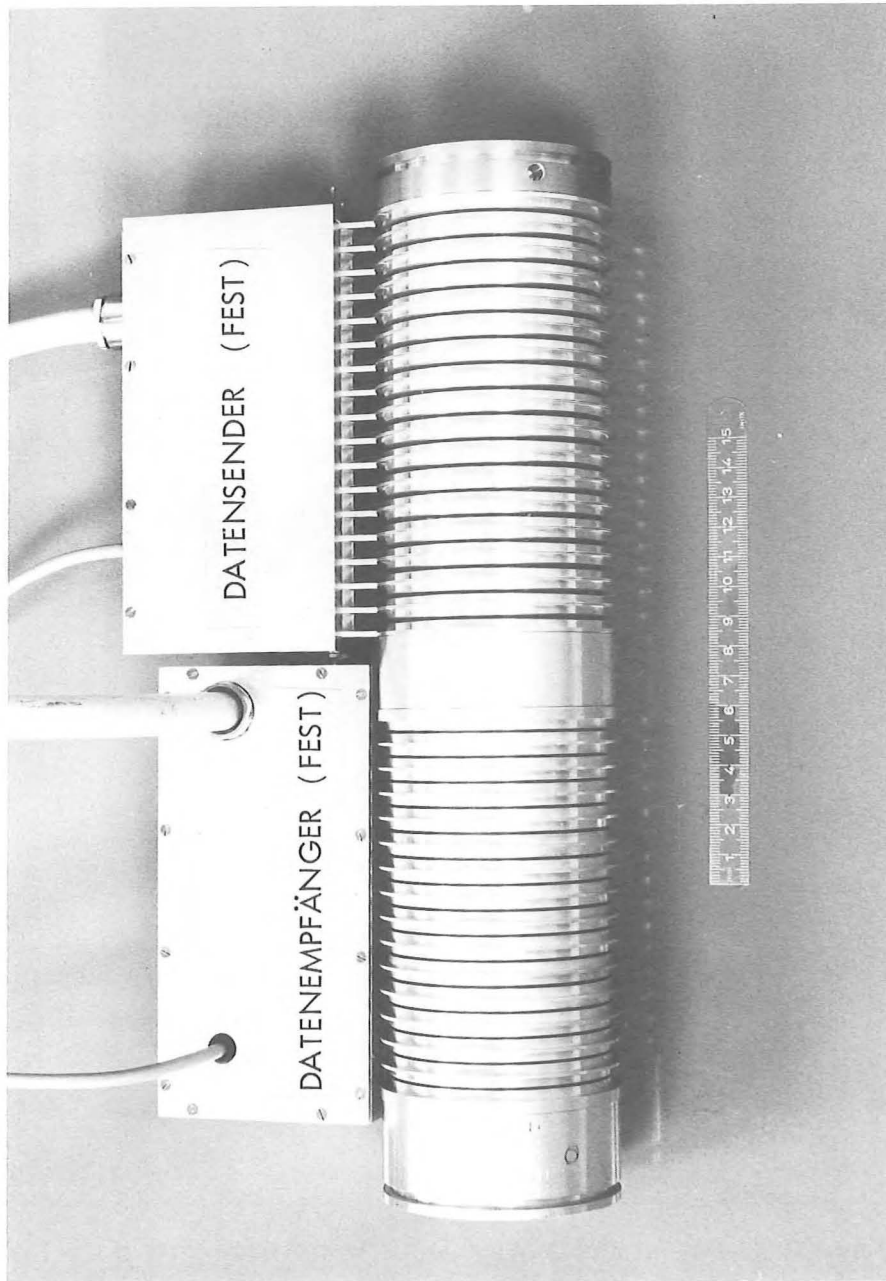


Abb. 9 OPTORING ÜBERTRAGUNGSEINHEIT

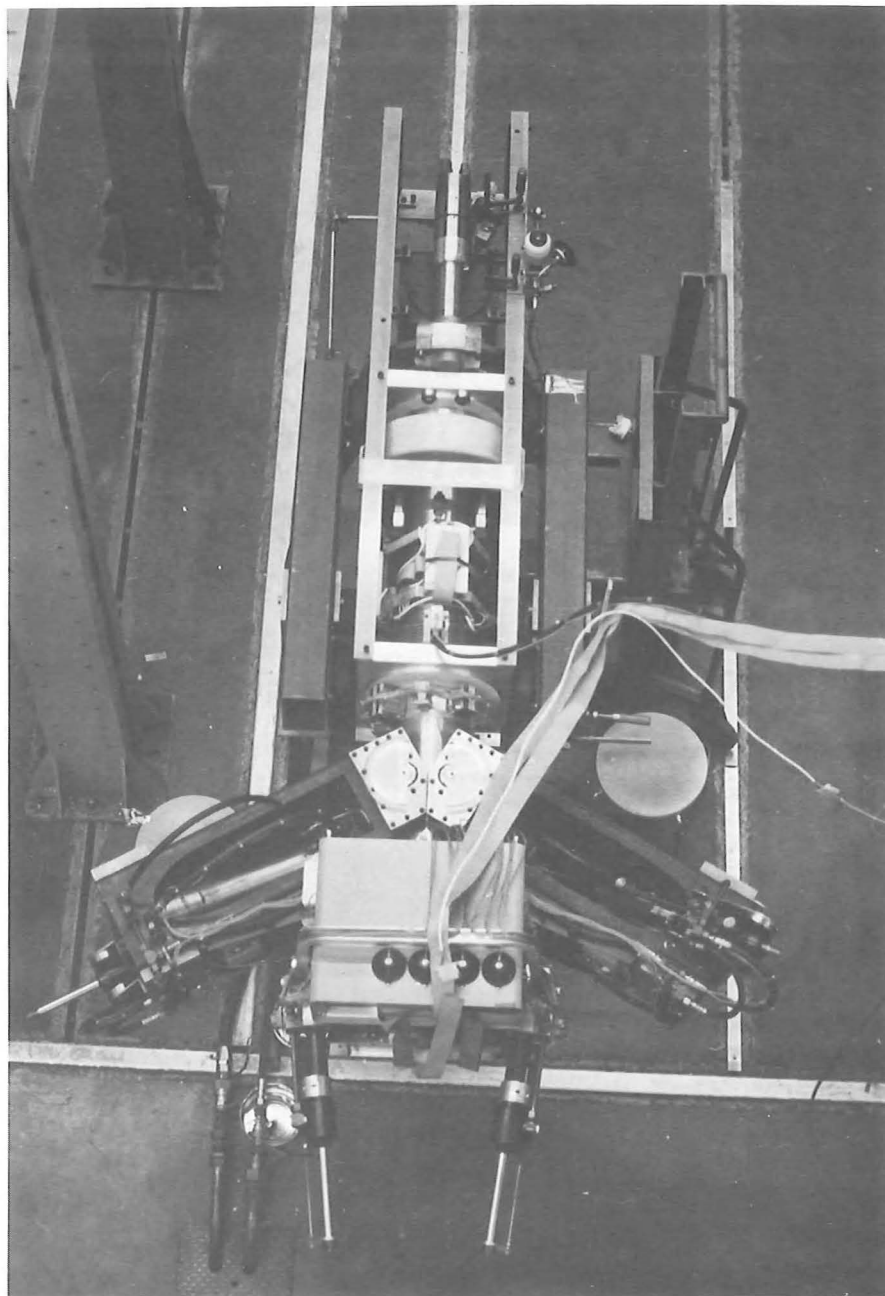


Abb. 10 ANLAGE OHNE BLÄTTER AUF MONTAGEVORRICHTUNG

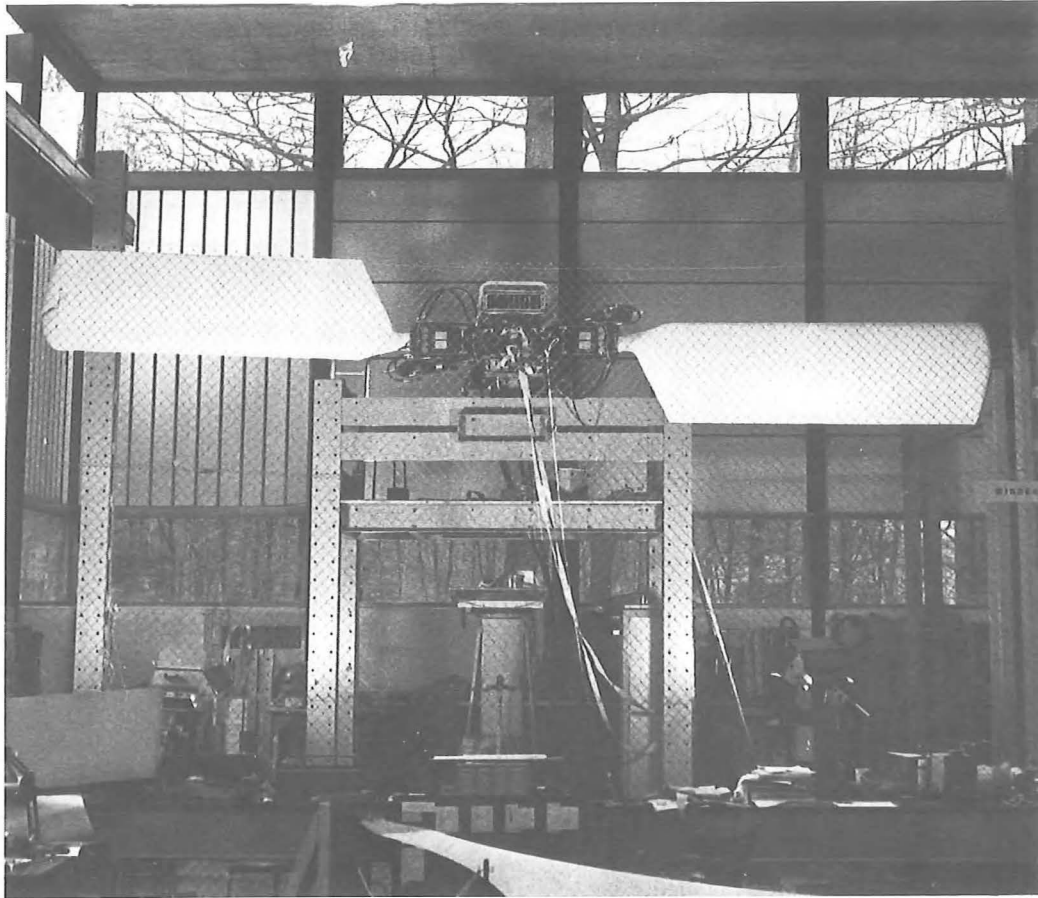


Abb. 11 VERSUCHSSTAND DER ANLAGE (HALLENMODELL)

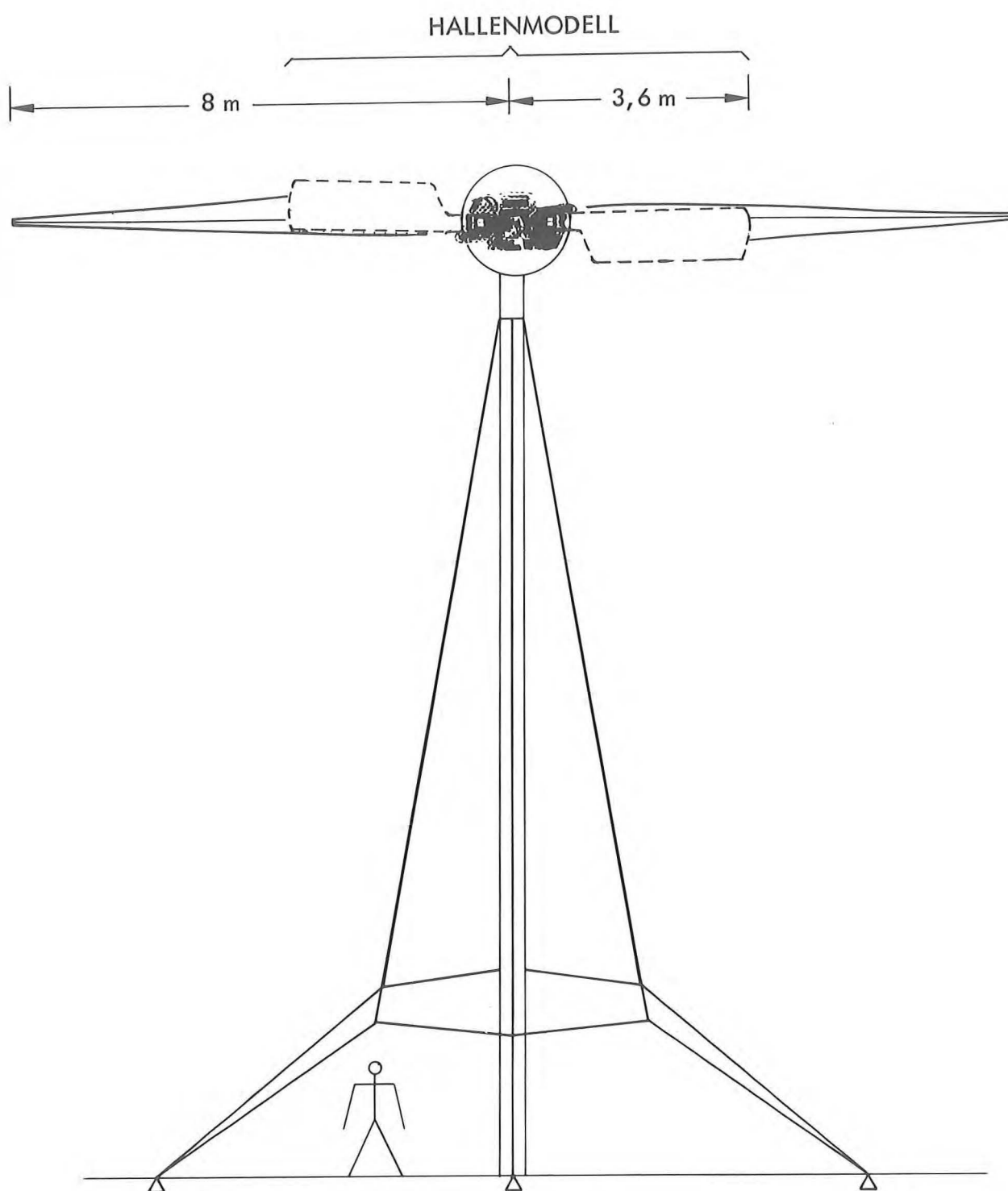


Abb. 12 GRÖSSENVERGLEICH ZWISCHEN HALLENMODELL UND GEPLANTER FREILANDAUSFÜHRUNG AUF "STUTTGARTER TURM"

Erstellung eines Böenganggenerators für Windturbinen

Projekt-Nr. ET 4372 A

G.A.Walter, F.X.Wortmann

1. Zielsetzung:

Der Bau eines Böengenerators dient der Erzeugung reproduzierbarer zeitlicher oder räumlicher Böen mit variabler Frequenz, Amplitude und spektraler Verteilung, um die Antwort von Windturbinenmodellen geeigneter Größe zu verfolgen.

2. Arbeitsprogramm:

An einem Modellkanal werden zunächst experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um trotz der Böenerregung das Antriebsgebläse nicht unzulässig zu belasten. Besondere Aufmerksamkeit muß dabei auf die Vermeidung möglicher Kanalresonanzen gerichtet werden. Im Anschluß an die gewonnenen Erfahrungen erfolgen die Ausarbeitung baureifer Unterlagen und die Auftragsvergabe. Ein an die Fertigstellung angeschlossenes Untersuchungsprogramm dient der Klärung des Verhaltens von Windturbinenmodellen unter Böenbelastung und dem Vergleich mit der Theorie.

3. Stand (Ende 1980):

Es wurde ein Modellkanal aufgebaut, an dem experimentelle Untersuchungen sowohl über den Mechanismus der Böenerzeugung als auch über eine Reduktion der damit verbundenen instationären Zusatzlasten für das Gebläse durchgeführt werden. Die gewonnenen Erkenntnisse ermöglichten die Ausarbeitung von Planungs- und Konstruktionsunterlagen zur Ausschreibung des Projekts. Nach langwierigen und ausführlichen Besprechungen mit konkurrierenden Firmen erfolgte die Auftragsvergabe zum Bau des Böenkanals. Gegenwärtig werden die Erschließungs-, Lage-, Fundament- und Detailpläne fertiggestellt zur Gewährleistung eines rechtzeitigen Baubeginns im Frühjahr 1981. Parallel hierzu verläuft der Aufbau von Rechenprogrammen zur numerischen Behandlung von Böenproblemen an Windturbinen, um Vergleiche zu den im angeschlossenen Untersuchungsprogramm erhaltenen Meßergebnissen durchzuführen.

Abstrakt

Die Aufgabenstellung des am Institut für Aerodynamik und Gasdynamik der Universität Stuttgart im Bau befindlichen Böengenerators, bestehend aus dem Böenwindkanal und dem Böengitter, umfaßt die Erzeugung reproduzierbarer sowohl zeitlicher als auch räumlicher Böen mit variabler Frequenz, Amplitude und spektraler Verteilung, um das dynamische Verhalten von Windturbinenmodellen geeigneter Größe zu verfolgen.

Ein direkter Vergleich zwischen Meßwerten und Ergebnissen aus der numerischen Behandlung von Böenproblemen wird damit ermöglicht. Es steht somit ein wichtiges Instrument zur Überprüfung vorhandener Rechenprogramme, Theorien und Annahmen zur Verfügung und erlaubt - unter Berücksichtigung sämtlicher Freiheitsgrade - eine unmittelbare Aussage und Funktionskontrolle verschiedener Regelungskonzepte am Modellrotor.

Der Böenkanal ist als offener Eiffeltyp ausgelegt und in seinen Abmessungen durch wichtige Modellgesetzforderungen bestimmt. Die Böen werden durch ein am Anfang der Meßkammer angebrachtes Böengitter, mit nach Böentyp unterschiedlich angeordneten und angesteuerten Stellflügeln, erzeugt. Ein äußerer Zylinderringraum an der Meßkammer ermöglicht hierbei die Umströmung von Hindernissen mit großer Stromlinienerweiterung.

DER BÖENGEGENERATOR AM INSTITUT FÜR
AERODYNAMIK UND GASDYNAMIK DER UNIVERSITÄT STUTTGART

1. Einleitung

Die Erfahrungen der Vergangenheit zeigen, daß man es weltweit bisher noch nicht in den Griff bekommen hat, große Windturbinen zu bauen, die sich sowohl durch Betriebssicherheit und hohe Lebensdauer als auch durch Einfachheit und niedrige Investitionskosten auszeichnen.

Verfolgt man die Entwicklung in der Erforschung dieser sehr komplexen Maschinen, so zeigt sich, daß häufig dem direkten Weg von Tests an Großausführungen mit all den damit verbundenen technischen und finanziellen Risiken der Vorzug gegeben wird. Die Ergebnisse sind soweit noch nicht überzeugend, zumal diese Maschinen nicht nur dem enormen Zerstörungspotential von Stürmen sondern auch den ständig wechselnden Belastungen durch Turbulenz und Böen des natürlichen atmosphärischen Windes ausgesetzt sind. Sie bedürfen der gezielten Erforschung unter kontrollierbaren und definierbaren Bedingungen in dazu geeigneten Windkanälen.

Für dieses Vorhaben erscheint im ersten Augenblick der Niedergeschwindigkeitskanal herkömmlicher Bauart brauchbar. Modellrotoren stellen jedoch ganz bestimmte Anforderungen an ihre Baugröße und bewirken durch ihren hohen Widerstand unter Belastung eine ungewöhnlich große Versperrung im Kanal.

Neben den großen geforderten Meßquerschnitten sollten dem Luftstrom rasche Änderungen aufgeprägt werden können, um typi-

sche Böen zu simulieren. Über eine derartige Anlage kann augenblicklich nicht verfügt werden.

Im folgenden soll eine kurze Beschreibung des Böengenerators erfolgen.

2. Aufgabe und Zielsetzung des Böengenerators

Zur Untersuchung des komplizierten Verhaltens von Einzelsystemen und des Gesamtsystems von Windturbinenmodellen, die eine Übertragung auf Großausführungen zulassen, wird am Institut für Aerodynamik und Gasdynamik der Universität Stuttgart ein Böengenerator gebaut.

Die Anlage, bestehend aus Böenkanal und Böengitter, dient der Erzeugung verschiedenartiger reproduzierbarer Böen, die sich sowohl durch Vorgabe einer räumlichen, als auch zeitlichen Struktur mit variabler Frequenz, Amplitude und spektraler Verteilung charakterisieren lassen.

Direkte Vergleiche verschiedener Rotorkonzeptionen und ihre Betriebsstrategien, aber auch die überaus wichtigen Vergleiche zwischen Meßwerten und Ergebnissen aus der numerischen Behandlung von Böenproblemen werden möglich. Damit steht ein leistungsfähiges Instrument zur Überprüfung vorhandener Rechenprogramme, Theorien und Annahmen zur Verfügung und erlaubt, im Gegensatz zur Rechnung nunmehr auch unter Berücksichtigung sämtlicher Freiheitsgrade des dynamischen Systems, eine gezielte Parameteruntersuchung, Funktionskontrolle und Erprobung unterschiedlicher Regelungskonzepte am Modellrotor bei minimalem Risiko.

3. Zur Auslegung des Böengenerators

Wesentliche Angaben zur Auslegung des Böenkanals, wie z.B. Meßkammerdurchmesser, Geschwindigkeit und somit auch der Leistungsbedarf, lassen sich aus der Untersuchung wichtiger Modellgesetzforderungen festlegen. Um überhaupt eine sinnvolle Übertragung von Meßergebnissen und Erfahrungen am Modellrotor auf die Großausführung zu gewährleisten, ist eine Betrachtung der im Anschluß kurz erläuterten Kennzahlen von Bedeutung. Eine ausführliche Darstellung findet sich hierzu in /1/, /2/. Eine Erörterung der für den speziellen Fall der reinen Schlagbewegung von Rotorblättern relevanten Kennzahlen ist in /3/ durchgeführt.

- Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist eine wichtige Größe zur Beschreibung der dynamischen Ähnlichkeit von Strömungen. Bei Einhaltung der gleichen Blattspitzengeschwindigkeit sollte die auf die Profiltiefe bezogene Re-Zahl nicht unter etwa $2 \cdot 10^5$ liegen. Ein Modellrotor von 4 m Durchmesser erreicht hierbei Werte, die bei etwa $3 \cdot 10^5$ liegen. Dies erscheint im Hinblick auf das Strömungsverhalten als tragbar.

- Machzahl

Die Machzahl erreicht an der Blattspitze Werte von etwa 0,3. Ihr Einfluß kann deshalb als unbedeutend eingestuft werden.

- Froudezahl

Sie beschreibt den Einfluß der Schwerkraft auf den Rotor. Sollen nicht andere wichtige Ähnlichkeitsgesetze verletzt werden, so kann die Gleichheit der Froudezahl von Modell und Großausführung nicht eingehalten werden.

- Lockzahl

Dieser Parameter stellt den Zusammenhang her zwischen den am Rotorblatt wirkenden Momenten bedingt durch die aerodynamischen Kräfte und Zentrifugalkräfte. Diese Zahl kann im allgemeinen ohne große Schwierigkeiten

eingehalten werden und schreibt dem Modellrotor keine untere Grenze in der Baugröße vor.

- Aeroelastische Ähnlichkeit

Die aeroelastische Ähnlichkeit von Großausführung und Modellrotor setzt gleiche Strouhal- und Cauchyzahlen voraus. Die Einhaltung dieser Forderung erfordert bereits einen größeren Aufwand, müßte aber mit Modellrotoren von 4 m Durchmesser möglich sein.

- Schnellaufzahl

Das Verhältnis von Blattspitzengeschwindigkeit zu Windgeschwindigkeit sollte in Bezug zu einer modellgerechten Böenerregung eingehalten werden. Daraus lassen sich die relativ niedrigen Geschwindigkeiten von etwa 15-20 m/s ableiten.

- Böenerregung

Die beherrschende Größe ist hier die dimensionslose Zeit $\tau = \Omega \cdot t$. Sie sollte konstant gehalten werden. Wenn jedoch die gleiche Blattspitzengeschwindigkeit von Modellrotor und Großausführung gefordert wird, bedeutet dies mit kleiner werdendem Modell eine Erhöhung der Rotordrehfrequenz Ω und damit eine Reduktion der z.B. böenspezifischen Zeit t . Beim Böengitter stößt man jedoch sehr schnell auf technische Grenzen bei der Drehfrequenz der Stellflügel. Dies impliziert wiederum eine untere Modellrotorgröße.

4. Technische Beschreibung der Anlage

- Ort der Aufstellung

Als Aufstellungsort des Böengenerators wurde das Universitätsgelände am Institut für Aero- und Gasdynamik im Bereich des bereits bestehenden Laminarwindkanals ausgewählt. Die Lage ist durch Bebauung und Hochwald gut gegen natürlichen Wind geschützt.

- Anlagekomponenten:

Die folgenden Hauptkomponenten kennzeichnen den Böengenerator und sind aus Abb.1 mit den wichtigsten Abmessungen zu erkennen:

- Meßkammer mit Einbauten
- Böengitter
- Gebläseeinheit
- Diffusor

Das Projekt ist organisatorisch und ausführungsmäßig in zwei getrennte Einzelprojekte aufgeteilt.

Der Böenkanal, bestehend aus Meßkammer, Gebläseeinheit und Diffusor wurde zur Ausführung an eine Firma in Auftrag gegeben.

Der Bau der Böengitter wird im Rahmen der Werkstattmöglichkeiten des Instituts für Aero- und Gasdynamik durchgeführt.

4.1 Meßkammer mit Einbauten

Die Luft wird aus der freien Atmosphäre über eine Düse in die Meßkammer angesaugt. In der Meßkammer hat die Strömung die Möglichkeit, ein Hindernis mit großer Stromlinienerweiterung durch Ausweichen in den Ringraum zwischen einer geschlitzten Meßkammerinnenwand und der Gehäuseaußenwand zu umströmen. Die Durchlässigkeit dieser Innenwand kann durch Verschieben der auf Halfenschienen befestigten U-Profile weitgehend variiert werden. Die Querschnittsfläche des äußeren

Zylinderringraums ist dabei von nahezu gleicher Größe wie die Querschnittsfläche des Meßkammerinnenraums.

Ein der Wirklichkeit möglichst ähnliches Strömungsbild soll damit erreicht werden. Bei dem im Vergleich somit erheblich reduzierten Leistungsbedarf wird eine räumliche mittlere Zuströmgeschwindigkeit von 17 m/s erreicht.

Als Schutzmaßnahmen wurden jeweils am Düseneintritt und vor dem Gebläselaufrad Schutzgitter vorgesehen.

Zur schwingungsmäßigen Entkopplung von der Meßkammer wird der Modellrotor auf einem getrennten Fundamentsockel gelagert.

4.2 Böengitter

Die Böen werden durch ein am Anfang der Meßkammer angebrachtes Böengitter mit nach Böentyp unterschiedlich angeordneten und angesteuerten Stellflügeln erzeugt. Der Strömungsverlauf ist für das "geschlossene" Gitter bei unbelasteter Windturbine in Abb.1 schematisch dargestellt. Das Ausweichen der Strömung in den zylindrischen Ringraum wird bei geöffneter Gitterflügelposition und stark belastetem Modellrotor in Abb.2 verdeutlicht.

Besonders anschaulich lassen sich die Verhältnisse an einem Meßkammerschnitt quer zur Kanalachse darlegen, wie aus Abb.3 zu sehen ist. Gut sind hierbei die der Strömung zur Verfügung stehenden Querschnittsflächen zu erkennen, wobei - wie bereits erwähnt - die Querschnittsfläche des Ausweichringraums etwa gleich groß wie die Querschnittsfläche des Meßkammerinnenraums ist. Die durch das Böengitter beeinflusste Fläche beträgt etwa ein Viertel der Gesamtquerschnittsfläche.

Naheliegender ist nun die Frage, welche Zielvorstellung bei der "künstlichen" Böenerzeugung durch einen Böenmechanismus erreicht werden soll und kann. Für die anstehenden und zu lösenden Probleme der bei Windturbinen in enger und komplexer Wechselbeziehung

stehenden Bereiche von Aerodynamik, Strukturdynamik und Regelung ist die exakte Nachbildung des breiten Spektrums des natürlichen Winds, seiner Böeigkeit und der damit verbundenen Stochastik zunächst sekundär. Von Bedeutung ist vielmehr eine reproduzierbare, deterministische Böenvorgabe mit definierbarer Energiedichte, d.h. Amplitude, Frequenz, Struktur, spektraler Dichte etc.

Zur Realisierung charakteristischer Böenformen im Böenkanal werden die folgenden Gitterkonfigurationen vorgeschlagen:

- Longitudinale Global- und Lokalböen

Radial angeordnete Stellflügel mit symmetrischem Kreisbogenquerschnitt, die von einer Ringflügelstruktur gehalten werden, können einmalige oder permanente longitudinale Geschwindigkeitsschwankungen durch Änderung des Einstellwinkels hervorrufen. Siehe Abb.4. Der Antrieb der Stellflügel erfolgt im Ringflügel.

- Laterale Global- und Lokalböen

Parallel angeordnete Stellflügel mit Profilquerschnitt, die ebenfalls von einer Ringflügelstruktur gehalten werden, verursachen durch Änderung des Einstellwinkels einmalige oder permanente Geschwindigkeitsschwankungen mit einer Komponente quer zur Kanalachse. Vergleiche Abb.5. Der Antrieb der Stellflügel läßt sich am einfachsten in der mittleren Versteifungsrippe unterbringen.

Beiden Anordnungen ist die Möglichkeit der Ringflügelumströmung bei einer Erhöhung des Versperrungsgrades am Böengitter gemeinsam. Als Umströmungsringfläche wurde ca. 50% der Meßkammerinnenquerschnittsfläche angesetzt, um sowohl die instationären Belastungen durch Druckschwankungen auf das Gebläselaufrad möglichst klein zu halten, als auch die geforderte Modellmindestgröße einhalten zu können. Die zu beschleunigenden und zu verzögernden Luftmassen konnten bei dieser Böengeneratorkonzeption auf etwa 25% der Luftmasse im Böenkanal gehalten werden.

Es ist offensichtlich, daß auf eine gute Umströmung der Ringflügelstruktur besonderen Wert gelegt werden muß. Deshalb wurden Versuche mit einem Gittermodell im Wasserkanal vorbereitet, um auf offene Fragen wie Profilwahl, Profilanstellung, maximale zulässige Versperrung bis zum Strömungsabriß im stationären Fall etc. eine Antwort zu finden.

Zur Nachbildung des rotationssymmetrischen Falls bei reinen longitudinalen Globalböen wurde im Modell als Ringflügelstruktur ein NACA 0012 Profil mit sechs gegenläufig arbeitenden Stellflügeln eingesetzt. Der Stellwinkel von 0° entsprach der geöffneten Position, während mit einem Stellwinkel von 90° eine praktisch 100%ige Versperrung der Ringflügelinnenquerschnittsfläche erreicht wurde.

Die inkompressiblen Strömungsvorgänge wurden mit Hilfe von Farbsonden sichtbar gemacht. Die erreichbaren Re-Zahlen lagen im Bereich von $2 \cdot 10^4$ - $6 \cdot 10^4$.

Einen Eindruck des stationären Falls bei einer Ringflügelanstellung von $\alpha_{RF} = 0^\circ$, bezogen auf die ungestörte Anströmung, vermitteln die Abb.6-9. Bei Einstellwinkeln von $\alpha_{St} > 20^\circ$ löste die Strömung ab.

4.3 Gebläseeinheit

Das beidseitig gelagerte Laufrad wird durch einen Hydromotor ohne Zwischengetriebe angetrieben. Hydraulikaggregate und der 315 kW Drehstrommotor sind unterhalb der Gebläseeinheit im Fundamentsockel untergebracht. Das Gebläselaufrad mit 5,6 m Durchmesser besteht aus acht einzelnen im Stillstand verstellbaren Laufradschaufeln aus hochwertigem Sphäroguß. Es erreicht eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von ca. 56 m/s. Die somit entstehende Geräuschentwicklung kann als gering eingeschätzt werden.

Sowohl Kostengründe als auch Versuchsgründe führten zu einer Entscheidung zugunsten der Drehzahlregelung des Laufrades mittels Hydraulik. Diese Konzeption beinhaltet zwar gewisse hydraulikspezifische Nachteile, jedoch, neben dem Vermeiden von Netzurückwirkungen,

wie z.B. bei einem durch Stromrichter geregelten Drehstromantrieb , hat die Regelung durch Hydraulik u.a. die für den Testbetrieb wichtigen Vorteile einer höheren Einschaltmöglichkeit und eines schnellen Abbremsens des Laufrades.

4.4 Diffusor

Stromabwärts vom Gebläse erfolgt der Druckrückgewinn in einem Diffusor. Aus Kostengründen mußte die Diffusorlänge auf 8,7 m begrenzt werden bei einem Flächenverhältnis von Eintritts-/Austrittsfläche mit 1:1,75. Einen Abschluß findet der Kanal durch ein am Diffusor-ende angebrachtes Rolltor.

5. Stand der Arbeiten

Die Erschließungs-, Lage-, Fundament- und Detailpläne des Böenkanals sind fertiggestellt.

Gebläse und Anlagenelemente befinden sich bereits in der Fertigung.

Gegenwärtig werden die Betonarbeiten zu den Fundamenten ausgeschrieben. Wir rechnen mit einem Montagebeginn im September 1981 und mit einer Inbetriebnahme des Böenkanals im Frühjahr 1982.

Literaturhinweis

- /1/ F.X.Wortmann: "Ein Böengenerator für Windturbinen"
Universität Stuttgart
Institut für Aero- und Gasdynamik
Bericht Nr. 79-6, Stuttgart 1979
- /2/ F.X.Wortmann: "A wind Tunnel and Gust Generator for
Wind Turbines"
Vortrag anlässlich des 6th Meeting
of the Executive Committee of the
IEA-Implementing Agreement for
Cooperation in the Development of
large scale Wind Energy Conversion
Systems,
London, 22. Sept. 1980
- /3/ S. Mickeler: "Eine Analyse zur individuellen Schlag-
freiheit mit gekoppelter Blattwinkel-
rücksteuerung bei Zweiblatt-Rotoren im
Synchronbetrieb"
Universität Stuttgart, Institut für
Aero- und Gasdynamik, Bericht Nr. 79-24,
Stuttgart 1979

ANHANG

- Übersicht zu den wichtigsten technischen Daten
- Abbildungen

Übersicht zu den wichtigsten technischen Daten

● Daten zur Meßkammer

- Innendurchmesser des Meßkammerinnenraums	6300	mm
- Querschnittsfläche des Meßkammerinnenraums	ca. 31,2	m ²
- Innendurchmesser des Meßkammergehäuses	8700	mm
- Querschnittsfläche des Meßkammergehäuses	ca. 59,5	m ²
- Meßstreckenlänge	6500	mm
- Einlaufdüsenlänge	1500	mm
- Perforation der Meßkammerinnenwand	ca. 15 - 20%	
- Außendurchmesser des Böengitters	ca. 4200	mm
- Querschnittsfläche des Böengitters	13,8	m ²
- Frequenz des Böengitters	bis ca. 10	Hz
- Räumliche mittlere Zuströmgeschwindigkeit bei leerer Meßkammer	17	m/s

● Daten zu Gebläse und Motor

- Laufraddurchmesser	5600	mm
- Nabendurchmesser	2660	mm
- Max. Fördermenge	530	m ³ /s
- Max. Gesamtdruck bei $\varrho = 1.2$ (kg/m ³)	ca. 300	Pa
- Gesamter Gebläsewirkungsgrad	ca. 80	%
- Leistung an der Gebläsewelle	ca. 230	kW
- Drehzahl des Gebläses	ca. 190	U/min
- Leistung des Drehstrommotors	315	kW
- Drehzahl des Drehstrommotors	ca. 1500	U/min

● Daten zum Diffusor

- Eintrittsdurchmesser	5600	mm
- Nettoquerschnittsfläche am Eintritt	ca. 19,0	m ²
- Austrittsdurchmesser	6500	mm
- Querschnittsfläche am Austritt	ca. 33,2	m ²
- Diffusorlänge	8700	mm
- Geometrischer Öffnungswinkel	ca. 6,4	°

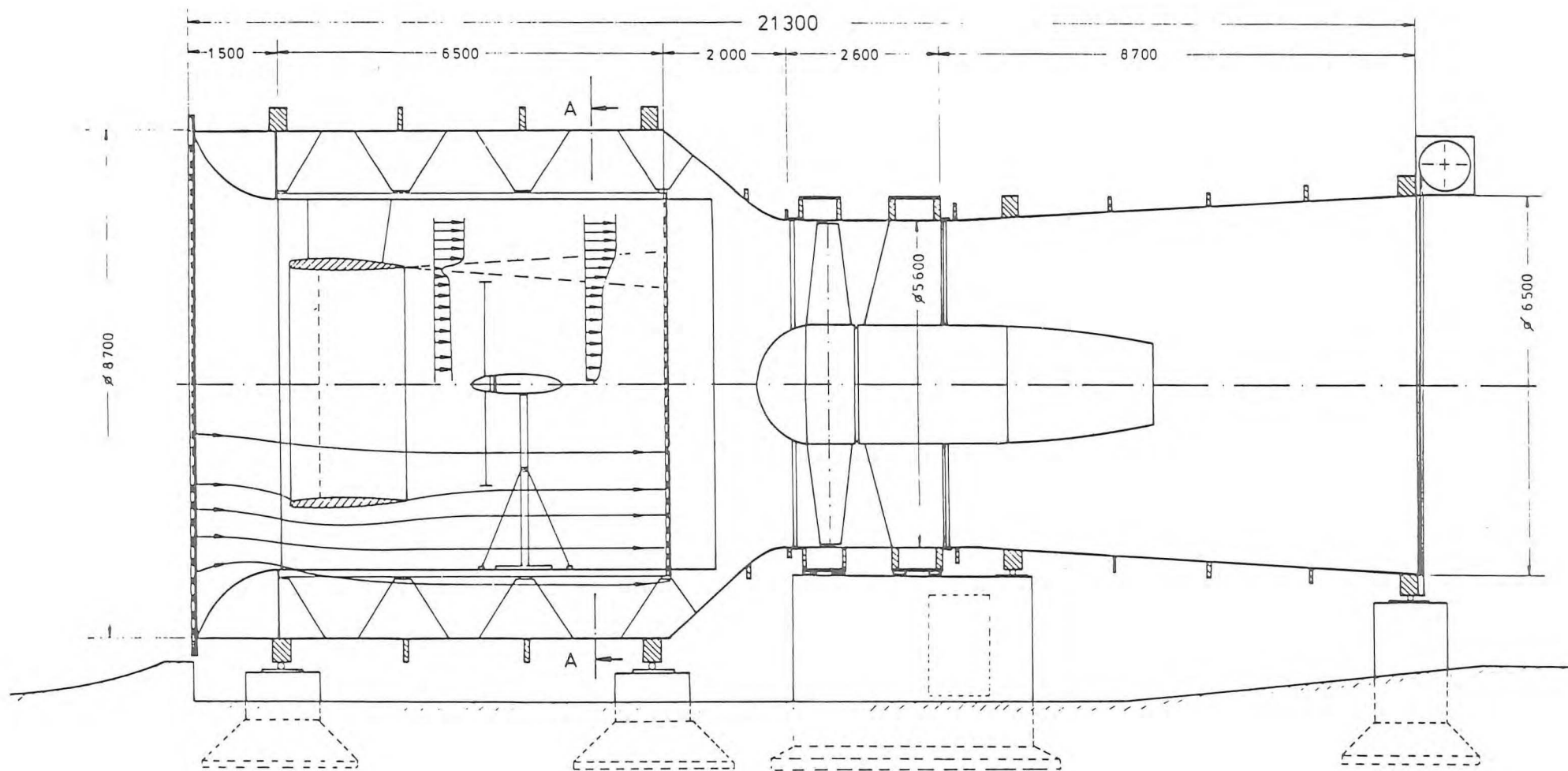


Abb. 1 Schnitt längs der Kanalachse des Böengenerators

Das Böengitter ist in der geschlossenen Position.

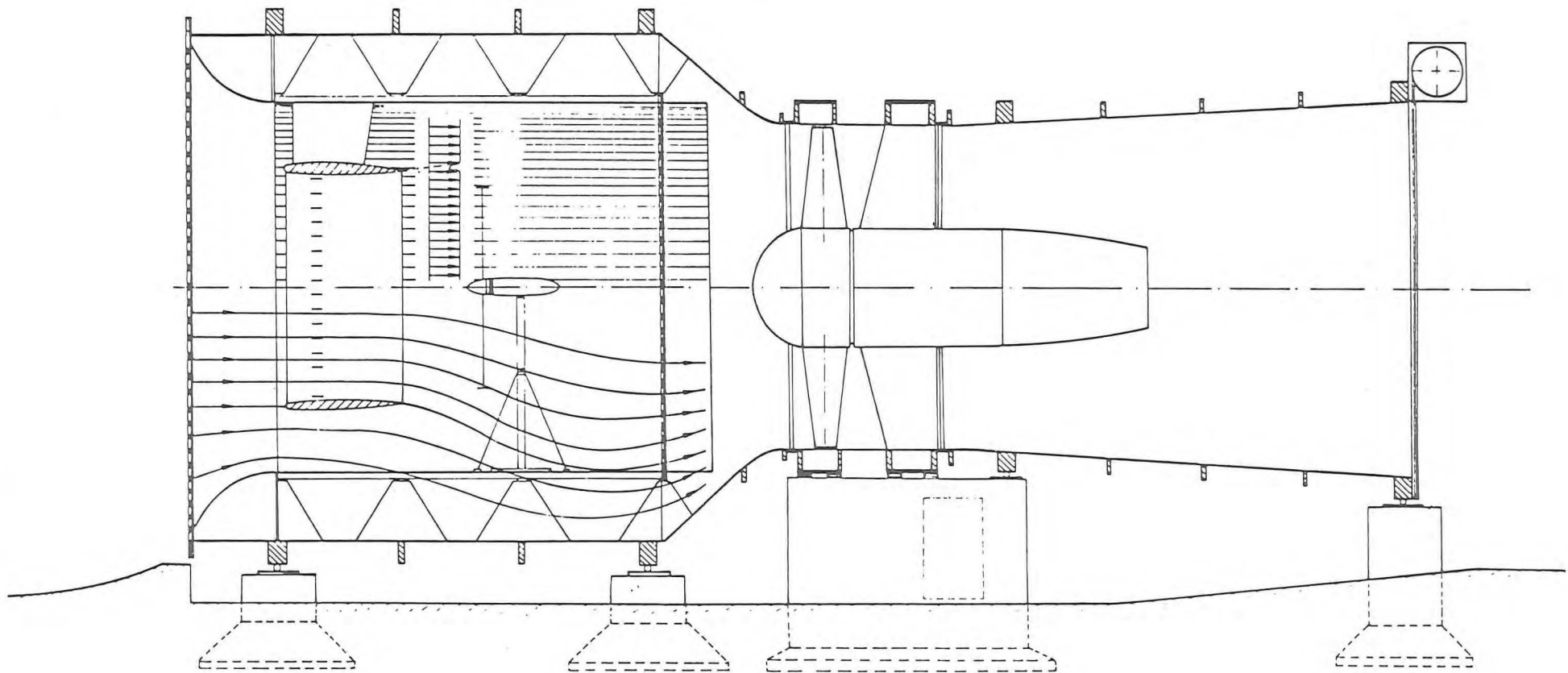


Abb. 2 Schematische Darstellung des Strömungsverlaufs
bei geöffnetem Böengitter und belastetem Modellrotor

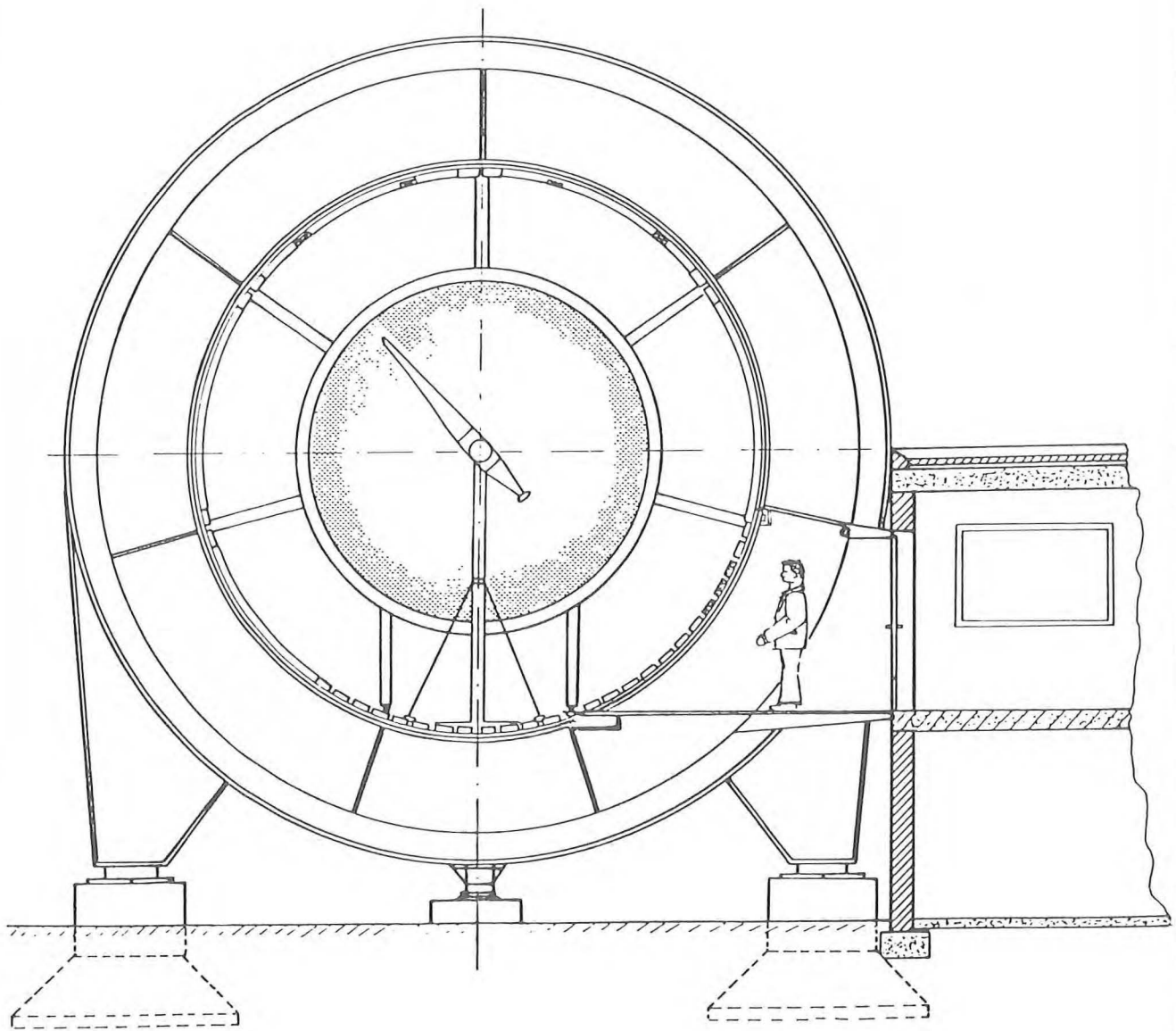


Abb. 3 Meßkammerschnitt quer zur Kanalachse mit Blickrichtung vom Gebläse zum Einlauf

Dargestellt wird in der Reihenfolge von innen nach außen: Modellrotor, Böengitterringflügel mit Abstützung, perforierte Meßkammerinnenwand, Meßkammeraußenwand

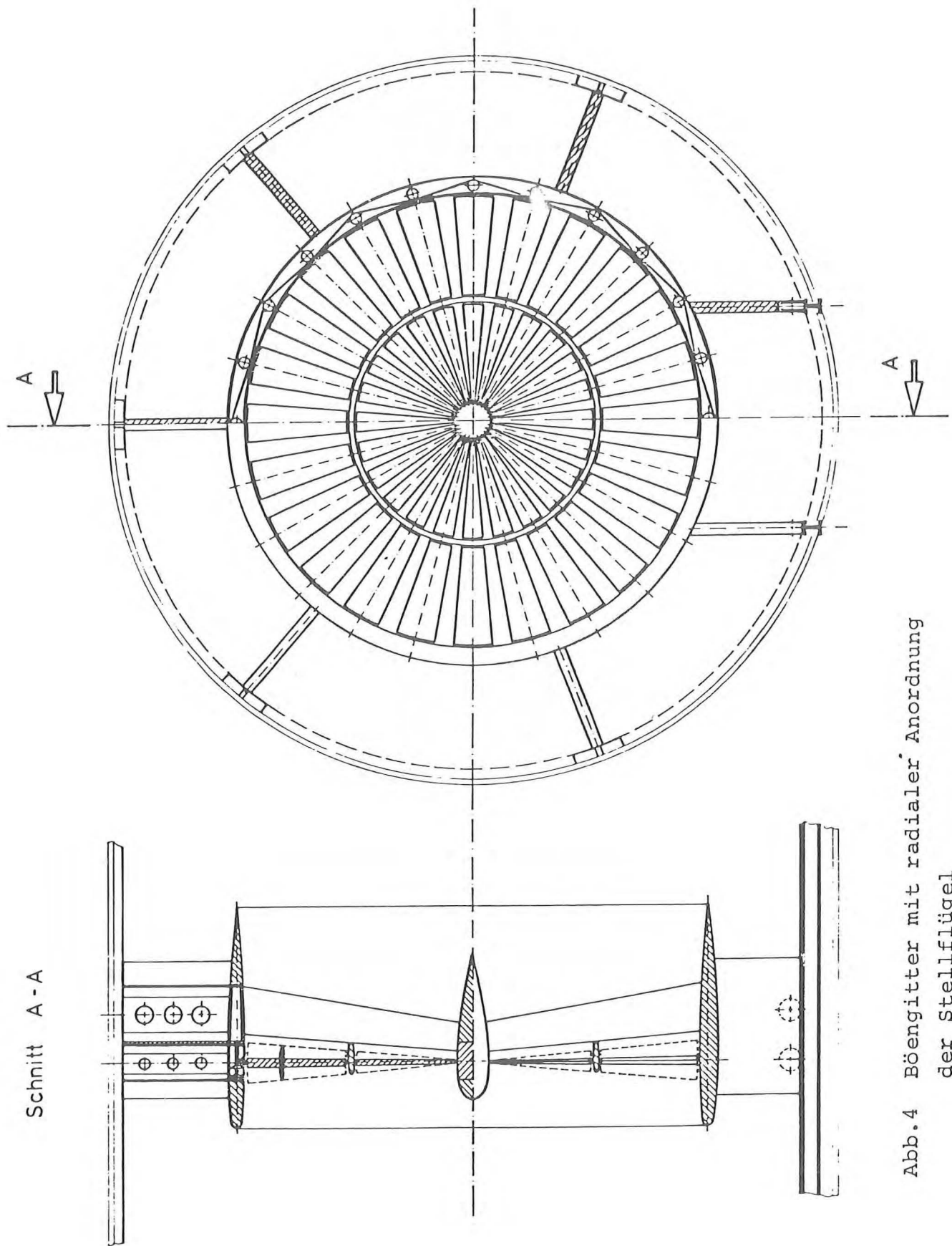


Abb.4 Böengitter mit radialer Anordnung
der Stellflügel

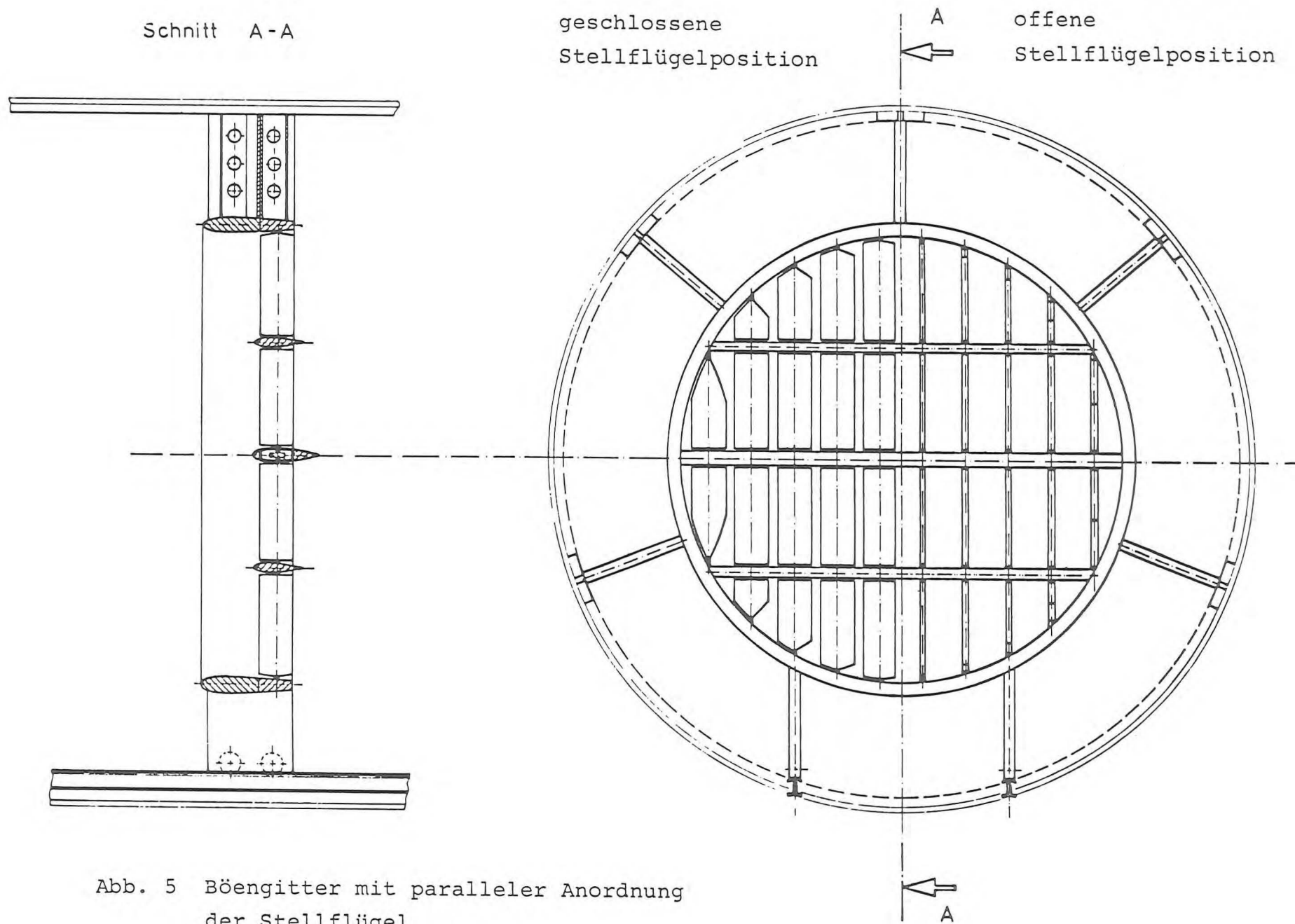


Abb. 5 Böengitter mit paralleler Anordnung der Stellflügel

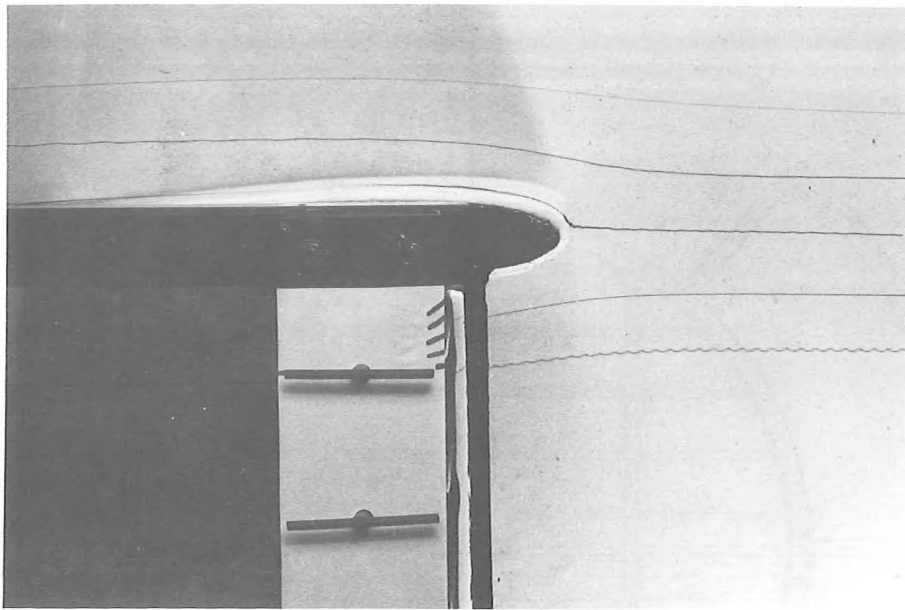


Abb.6 Strömungsverlauf bei geöffnetem
Böengitter
Stellwinkel $\alpha_{St} = 0^\circ$

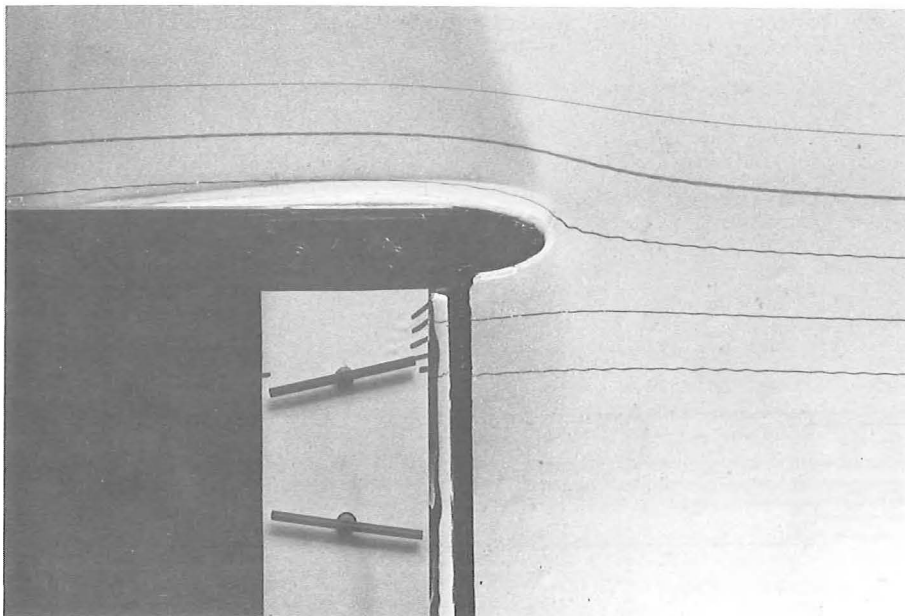


Abb.7 Strömungsverlauf am Böengitterringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 10^\circ$

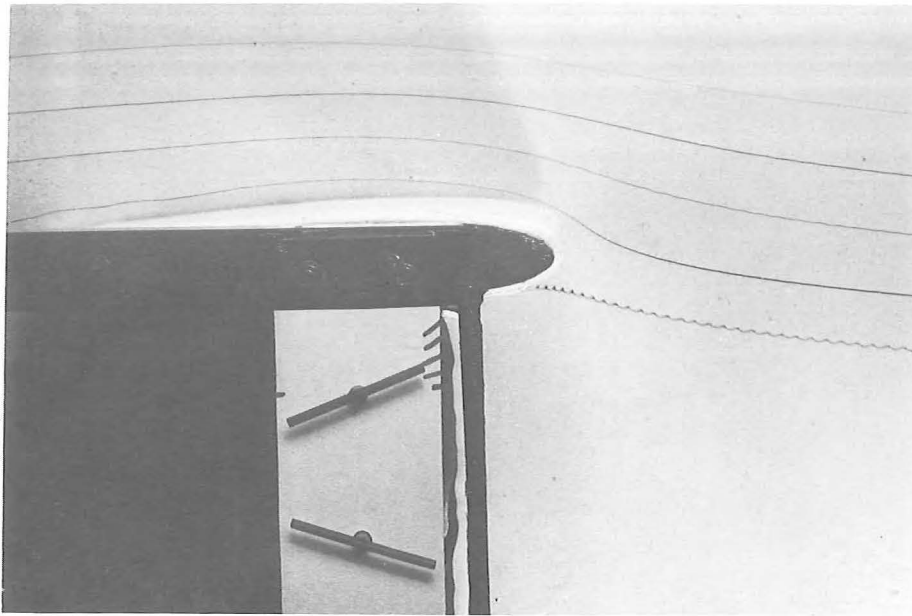


Abb.8 Strömungsverlauf am Böengitterringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 18^\circ$

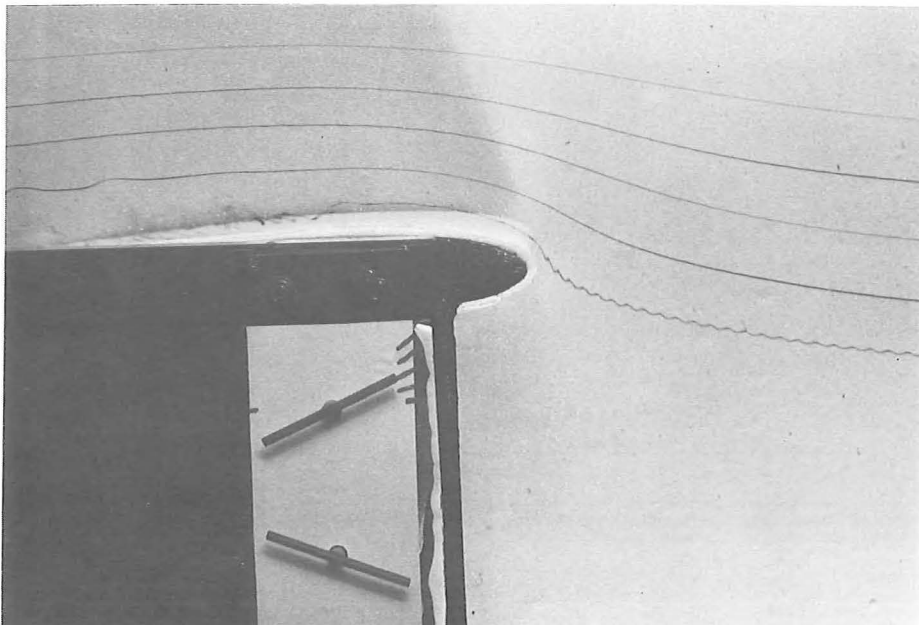


Abb.9 Strömungsabriß am Ringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 21^\circ$

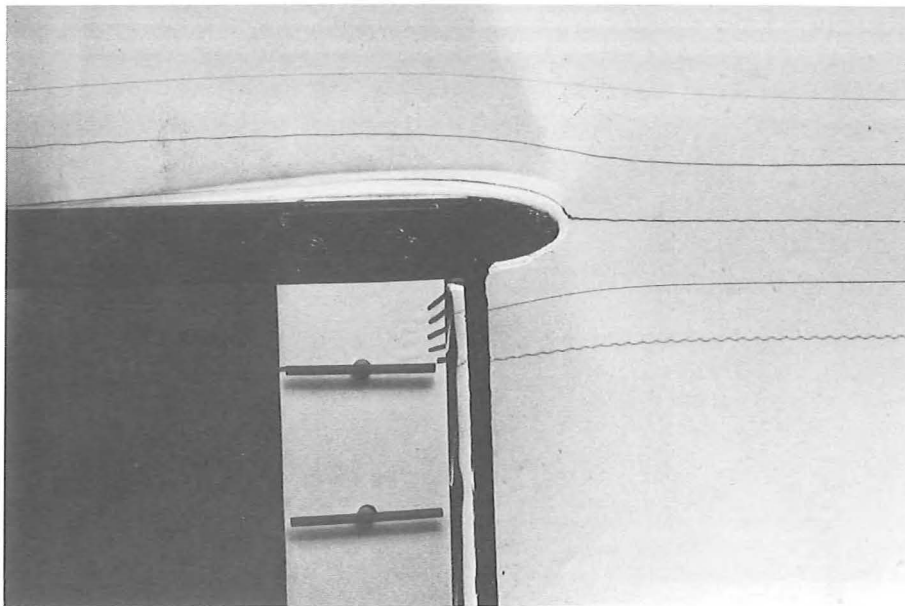


Abb.6 Strömungsverlauf bei geöffnetem
Böengitter
Stellwinkel $\alpha_{St} = 0^\circ$

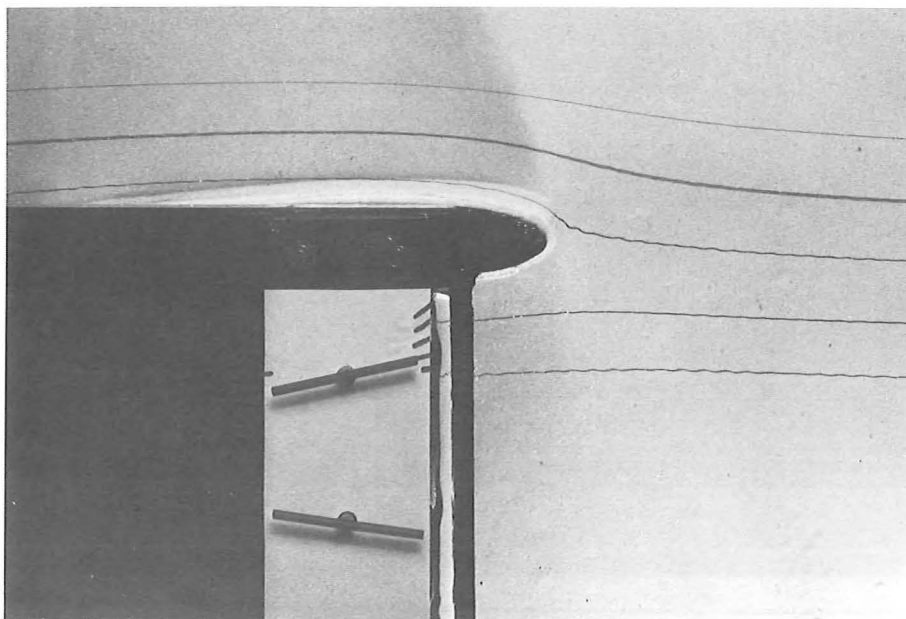


Abb.7 Strömungsverlauf am Böengitterringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 10^\circ$

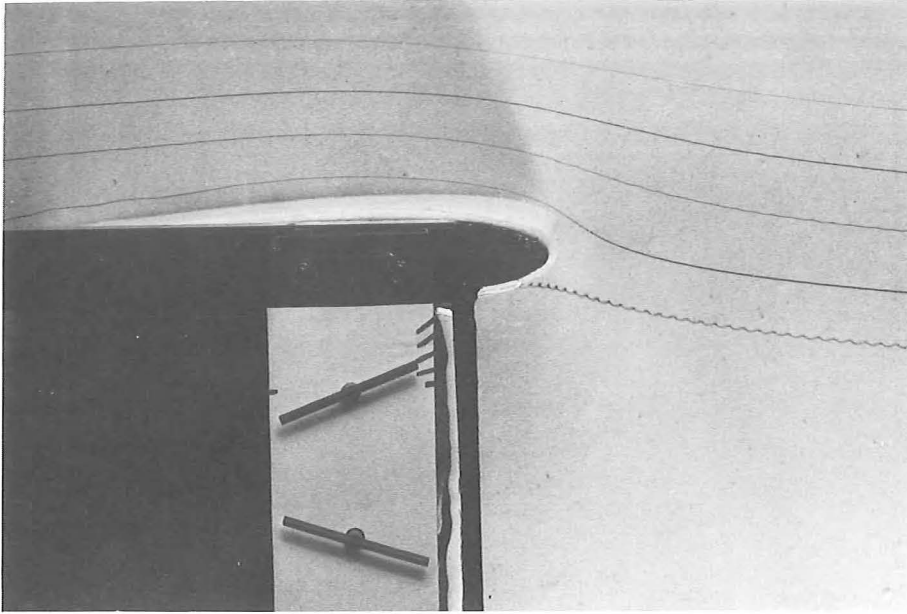


Abb.8 Strömungsverlauf am Böengitterringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 18^\circ$

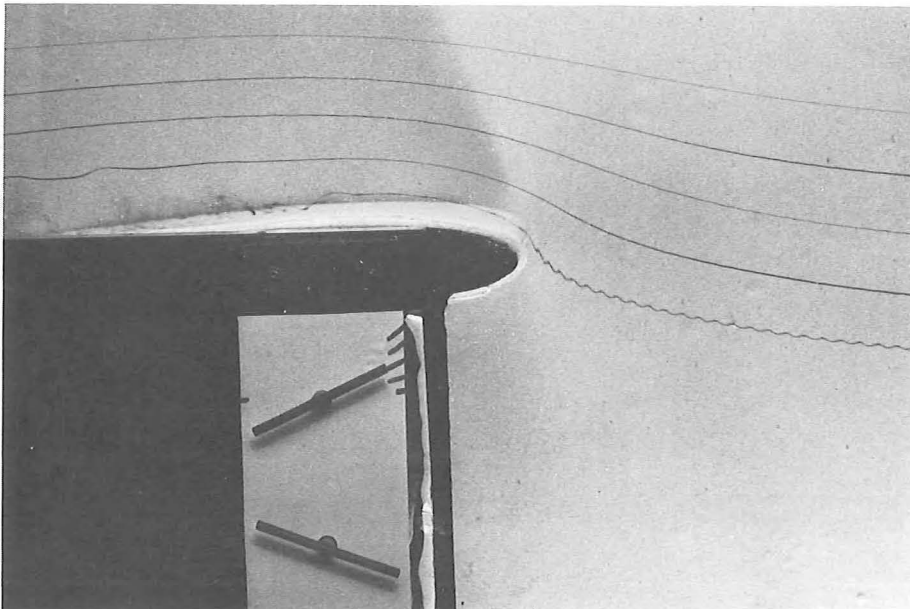


Abb.9 Strömungsabriß am Ringflügel
bei einem Stellwinkel von $\alpha_{St} = 21^\circ$

Betriebsverhalten von Windenergieanlagen

Projekt-Nr. ET 4362 A

W. Leonhard

W. Kleinkauf

1. Zielsetzung:

Das Betriebsverhalten von Windenergieanlagen (Horizontalachsenmaschinen) unterschiedlicher Größe soll bei Anwendung angepaßter Regelungsverfahren und bei Einsatz geeigneter mechanisch-elektrischer Energiewandler untersucht werden.

2. Arbeitsprogramm:

- Bestimmung des dynamischen Verhaltens (Übertragungsfunktion) der Komponenten einer Windenergieanlage
- Analyse verschiedener elektromechanischer Energiewandler
- Entwicklung regelungstechnischer Konzepte und Untersuchung des gesamten Anlagenverhaltens (Netz- und Inselbetrieb)
- Absicherung der theoretisch gewonnenen Erkenntnisse durch praktische Untersuchungen

3. Stand (Ende 1980):

Die prinzipielle regelungstechnische Struktur einer Windenergieanlage wurde entwickelt. Für einfach aufgebaute Anlagen mit Blattverstellung, die mit Asynchron- oder Synchrongeneratoren ausgerüstet sind und am Netz oder im Inselbetrieb eingesetzt werden, wurden Regelungskonzepte entworfen. Mit Hilfe digitaler Simulationen konnten Aussagen über das dynamische Verhalten gewonnen werden. Begonnen wurde mit meßtechnischen Arbeiten zur Erfassung des Betriebsverhaltens kleiner Anlagen (10-20 kW).

Als erstes Anwendungsbeispiel wird der Einsatz eines Schleifringläufer-Asynchrongenerators untersucht. Die Maschine arbeitet im Ständer am Drehstromnetz konstanter Frequenz; der Rotor wird durch einen Direktumrichter gespeist, so daß unter- und übersynchroner Betrieb möglich sind. Eine einfachere Variante stellt die übersynchrone Stromdichterschaltung dar, bei der die Schlupfleistung über einen Gleichstrom-Zwischenkreis an das Netz abgegeben wird.

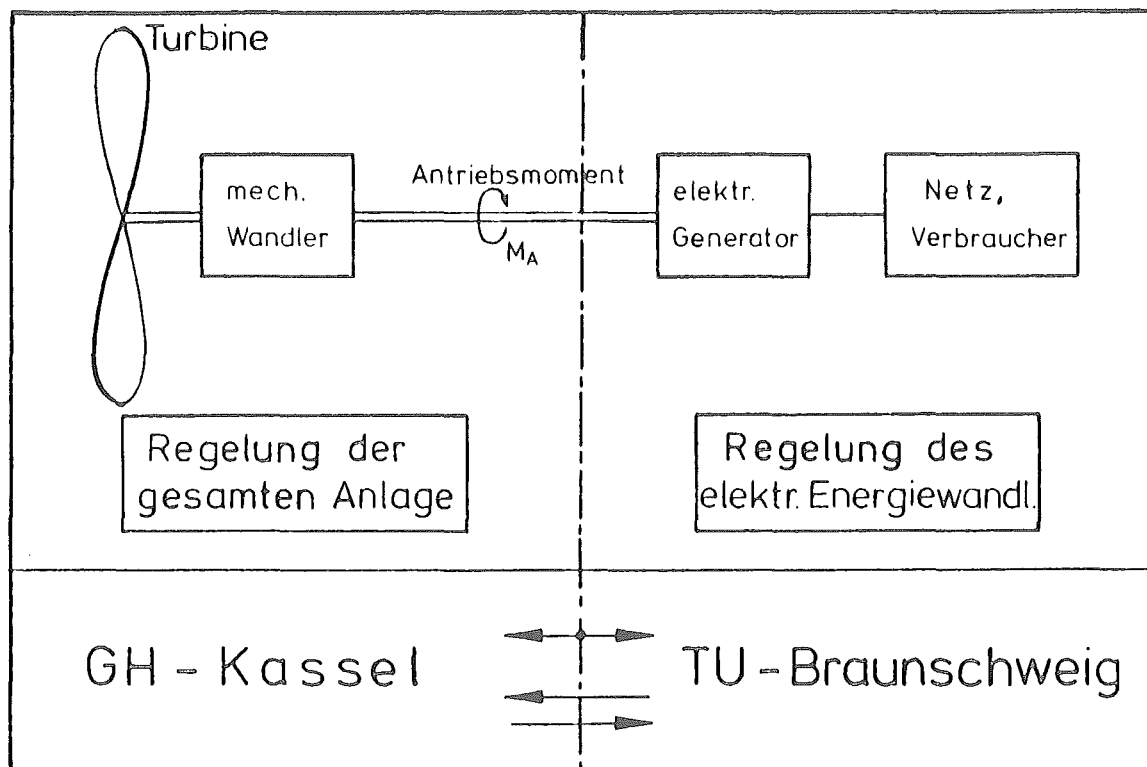
Die statischen und dynamischen Vorgänge werden theoretisch mit Hilfe digitaler Simulation und experimentell an einem 22-kW-Labora Aufbau untersucht. Die dabei verwendete Regelung in Feldkoordinaten gestattet eine entkoppelte Vorgabe von Wirk- und Blindleistung. Als Direktumrichter wird eine 6-pulsige Schaltung mit Drehstromausgang verwendet; die Regelung erfolgt durch Mikrorechner.

Allgemeines

Das Vorhaben wird in Zusammenarbeit zwischen der Gesamthochschule Kassel/ Fachbereich Elektrotechnik (Schwerpunkt Energietechnik) und dem Institut für Regelungstechnik der Techn. Universität Braunschweig durchgeführt.

- Arbeitsteilung zwischen Gh-Kassel und TU Braunschweig

Der im Bild dargestellte vereinfachte Aufbau einer Windenergieanlage läßt die Schnittstelle in der Bearbeitung erkennen.



Diese Arbeitsteilung erlaubt einerseits eine verhältnismäßig weitgehende Eigenständigkeit, speziell der praktischen Untersuchungen und der Simulationsrechnungen, sie erfordert jedoch andererseits so viel Kooperation, daß eine gemeinsame Auswertung und Darstellung der Erkenntnisse sichergestellt ist.

Gh Kassel:

Regelung und dynamisches Verhalten von Windenergieanlagen I:

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Regelungstechnische Struktur einer Windenergieanlage
 - 2.1 Allgemeines
 - 2.2 Mechanische Regelkreisglieder
 - 2.3 Simulation des Anlagenverhaltens
3. Prinzipielles zur Regelung von kleinen Windenergieanlagen
4. Praktische Arbeiten
 - 4.1 Meßtechnische Untersuchungen an Komponenten von Windenergieanlagen
 - 4.2 Regelung von Windenergieanlagen im Verbundbetrieb
5. Weiteres Vorgehen

1. Einleitung

Entsprechend den Ausführungen in der detaillierten Projektbeschreibung des Förderungsantrages befassen sich die Untersuchungen mit Windenergieanlagen, die eine Horizontalachsenkonstruktion aufweisen, bei denen der Blatteinstellwinkel verändert werden kann und die zur Umwandlung von Windenergie in elektrische Energie herangezogen werden sollen. Mit dieser Eingrenzung ist gewährleistet, daß sich die Untersuchungen auf den zur Zeit am stärksten in der Entwicklung befindlichen Anlagentyp beschränken und damit hohen Anwendungsbezug haben.

Es werden zur Erläuterung der Problemstellung auch einige einführende und grundlegende Betrachtungen zum Untersuchungsthema wiedergegeben.

2. Regelungstechnische Struktur einer Windenergieanlage

2.1 Allgemeines

Beim Einsatz einer Windenergieanlage zur elektrischen Energieversorgung muß die Anlagenfunktion auf die Verbrauchieranforderungen abgestimmt sein. Detaillierte Kenntnisse über den Energiefluß von der Windenergie bis zum elektrischen Versorgungsnetz bzw. einzelnen Verbrauchern sind also dringend notwendig. In Bild 1 ist diese Wirkungskette dargestellt.

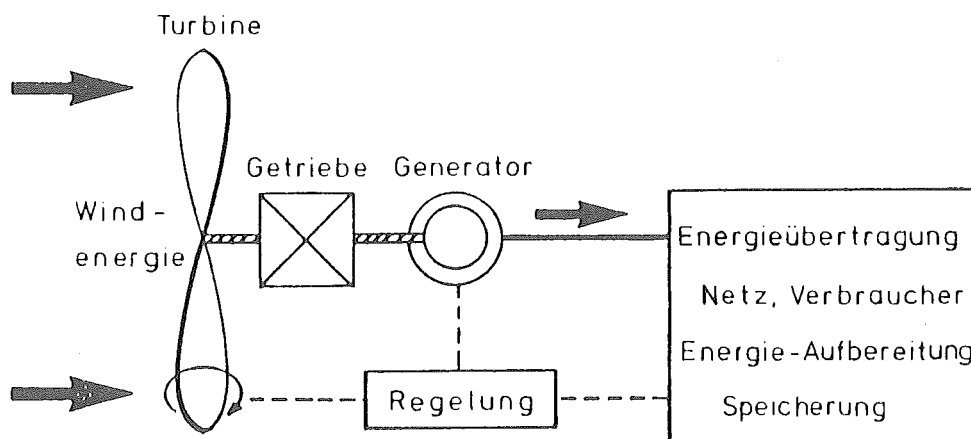
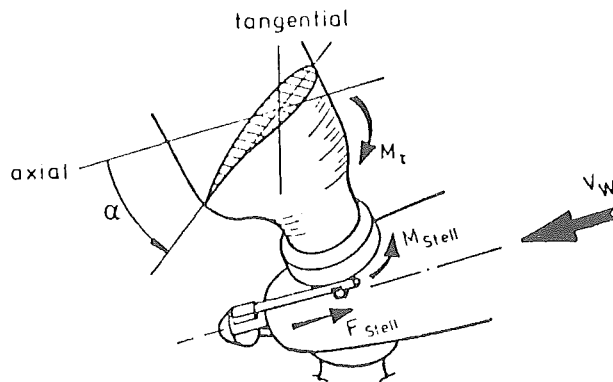


Bild 1: Windenergieanlage, Energiefluß u. Regelung

Die Primärenergie ist durch die schwankende Geschwindigkeit der Luftströmung vorgegeben. Regeleingriffe müssen also sicherstellen, daß überhöhte Bauteilbeanspruchungen, zu starke Leistungs- bzw. Drehzahlvariationen

usw. vermieden werden. Die Verstellung der Windradblätter um ihre Längsachse (s. Bild 2) ist die am meisten angewandte Möglichkeit zur Beeinflussung der Energieaufnahme aus dem Wind.



α ... Blatteinstellwinkel
 ($\alpha = 0^\circ \hat{=}$ Fahnenstellung)
 F_{Stell} (M_{Stell})... durch das
 Stellglied aufgebrachte Kraft
 (bzw. Moment)
 M_T ... durch Luftkräfte usw.
 aufgebrachtes Torsionsmoment

Bild 2: Blattverstelleinrichtung

Eine Regelung der Energieaufnahme durch Betätigung der Windrichtungsnachführung (Drehung des Turmkopfes) darf aus Gründen der Blattbeanspruchung (Kreiselkräfte) nur sehr langsam erfolgen, so daß sie im folgenden für die Aufgabe der Leistungsbegrenzung nicht herangezogen wird.

Bild 3 gibt die stark vereinfachte Struktur einer Windenergieanlage aus regelungstechnischer Sicht wieder.

Die gesamte Anlage wird von der Betriebsführung und Regelung überwacht. Die eigentlichen Regelstrecken werden in ihrem Verhalten durch die stark ausgezogenen Blöcke charakterisiert.

Es sind dies

1. Verhalten des Blattes (bzw. der Blätter) bei Verdrehung um die Längsachse, Strecke Blattverstellung, mit dem Ist-Wert des Einstellwinkels α_i als Ausgang,
2. Bildung des Antriebsmomentes M_A aus den beiden Haupteinflußgrößen Windgeschwindigkeit v_W und Blatteinstellwinkel α
3. Einfluß der Trägheitsmomente der rotierenden Massen (im wesentlichen des Windrades und des Generatorläufers) auf die Ist-Drehzahl des Generators n_i und
4. Umsetzung der mechanischen Energie in elektrische Energie durch den elektrischen Generator mit Bildung des elektrischen Widerstandsmomentes M_W und Energietransport zum Netz bzw. Verbraucher.

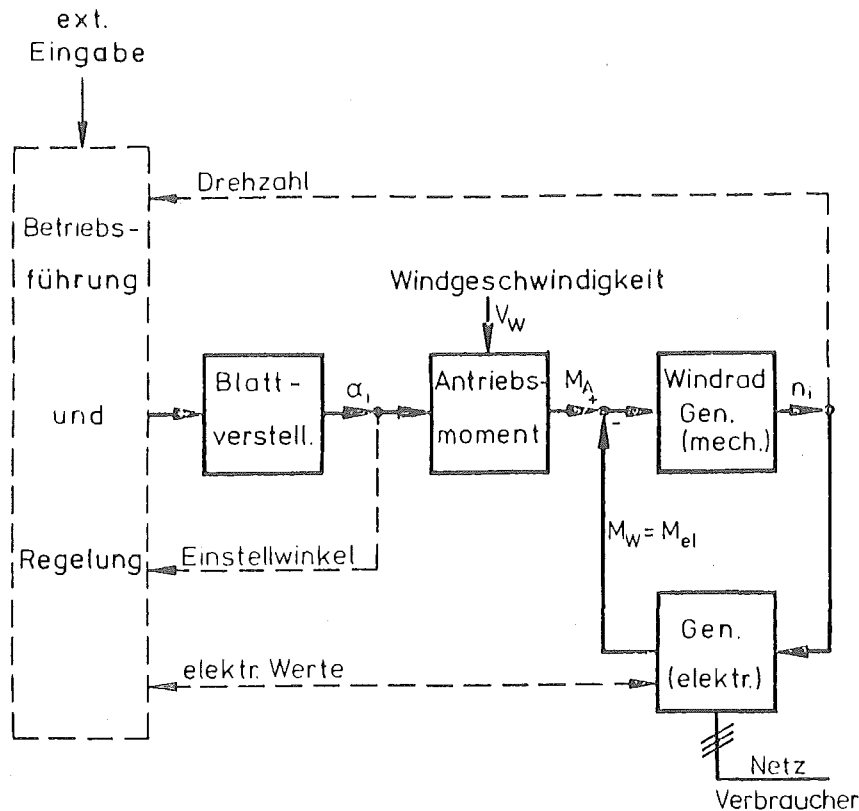


Bild 3: Stark vereinfachte Struktur einer Windenergieanlage

2.2 Mechanische Regelkreisglieder

Bei näherer Betrachtung müssen zahlreiche zusätzliche Einflußgrößen auf die Regelstrecken der Anlage berücksichtigt werden. Besonders kompliziert ist dabei das Verhalten des Blattes und dessen Beeinflussung durch Torsionsmomente. In die Untersuchungen müssen hier u.a. folgende Gegebenheiten einbezogen werden:

- Momente durch Auftriebskräfte am Blatt
- Momente infolge Durchbiegung der Blätter und damit verbundene Massen- und Auftriebsverschiebungen
- Momente, die von Pendelbewegungen des Rotors herrühren
- Propellermomente
- Momente infolge der Blattträgheit, die sich z.B. mit der Blattdurch-

biegung ändern (evtl. zusätzlich Berücksichtigung der Beschleunigung von Luftmasseeteilchen)

- Momente durch Luftdämpfung
- Reibmomente an den Blattlagerungen
- Momente infolge der Feder- und Dämpfungseigenschaften der Blattverstell-einrichtung, etc.

Diese Momente sind je nach Art abhängig von veränderlichen Größen wie Drehzahl des Windrades n_w , Blatteinstellwinkel α sowie dessen Ableitungen, Blattstellung beim Umlauf ψ_{Bl} und Windgeschwindigkeit v_w .

Die rechnerische Bildung des Antriebsmomentes aus der Windgeschwindigkeit v_w unter Berücksichtigung des jeweiligen Einstellwinkels α , der Windraddrehzahl n_w der Blattstellung ψ_{Bl} (z.B. Einfluß des Turmschattens) erfordert genaue Kenntnisse über das Leistungskennlinienfeld der Windturbine.

Zu den weiteren dynamischen Einflüssen durch mechanische Bauelemente, die an der Energieübertragung beteiligt sind, zählen insbesondere Torsionssteifigkeit und Dämpfungsverhalten der Elemente sowie Trägheit der rotierenden Massen.

Bild 4 stellt eine Detaillierung von Bild 3 dar und zeigt die Struktur einer Windenergieanlage, welche die Berücksichtigung der genannten Einflüsse ermöglicht. Ausgehend von dieser Struktur können je nach Untersuchungsziel und Aufbau einer Windenergieanlage entsprechende Vereinfachungen getroffen werden.

Genaue Betrachtung bedarf zusätzlich das zum Leistungsteil der Regelung gehörende Stellglied zur Blattverstellung. Spezielle Untersuchungen laufen hier z.Z. für die häufig angewendeten Einheiten auf ölhydraulischer Basis mit Zahnradpumpe, Steuerventilen, Verstellkolben usw.

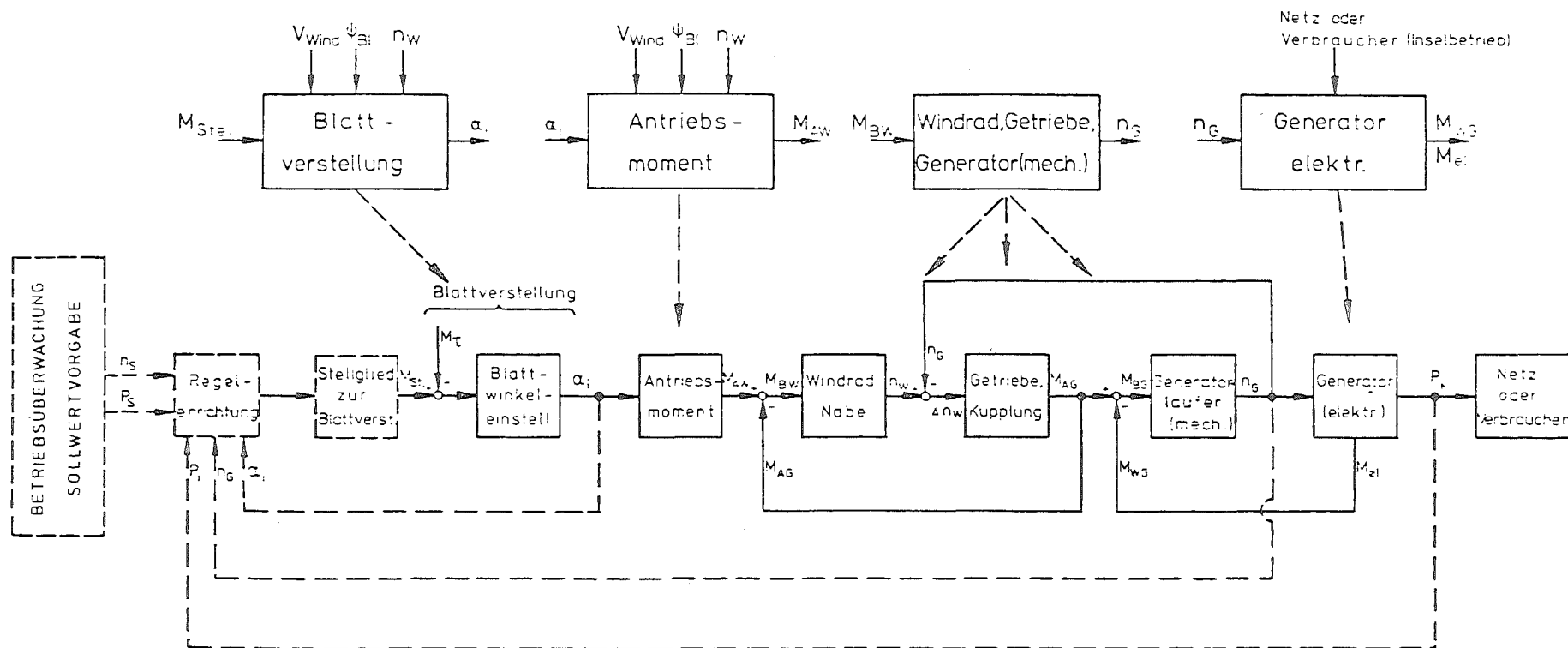


Bild 4: Struktur einer Windenergieanlage (verwendete Abkürzungen s. Seite 14)

2.3 Simulation des Anlagenverhaltens

Zur digitalen Simulation des Anlagenverhaltens müssen Windgeschwindigkeitsverläufe vorgegeben werden. Die Reaktionen der gekoppelten Anlagenkomponenten werden für die jeweiligen Windgeschwindigkeiten unter Einbeziehung der Zeitabhängigkeiten errechnet und ausgegeben. Grundlage der Anlagenführung ist ein auf die Eigenschaften der Komponenten und den Anlagenzweck zugeschnittenes Regelsystem. Wesentliche Teile des Simulationsprogramms sind also:

- Vorgabe des Windgeschwindigkeitsverlaufes
- Regelungs- und Überwachungs-System
- Anlagenstruktur (entspr. Bild 4) mit Unterprogrammen zur Errechnung des Antriebsmomentes, des Blattverhaltens usw.

Besonderer Wert wurde bei der Programmgestaltung, durch die ein höher Allgemeingültigkeitsgrad erreicht werden soll, zunächst auf die Möglichkeit zur Eingabe der Windgeschwindigkeitsverläufe und zur Abspeicherung umfangreicher Rotorkennlinienfelder ($c_m, c_p = f(\lambda)$) gelegt.

Mit der erarbeiteten Software ist es möglich, beliebige Windgeschwindigkeitsverhältnisse, auch direkt gemessene Verläufe, als Anregungsfunktion in die Simulation des Anlagenverhaltens einzubeziehen. Die Angabe der Winddaten kann mit Hilfe eines Digitalisierers über einen Satellitenrechner oder direkt vom Windmeßgerät über ein Telefonmodem zum Rechenzentrum (Massenspeicher) erfolgen. Damit ist u.a. sichergestellt, daß die Simulationsergebnisse später mit dem Verhalten tatsächlich laufender Anlagen verglichen werden können.

Die z.Z. exakteste Methode zur Bestimmung des Antriebsmomentes wird durch Verwendung der üblicherweise vom Blattkonstrukteur für quasi-stationäre Zustände mit hohem Aufwand errechneten Kennlinienfelder des Leistungs- (c_p) bzw. Drehmomentenbeiwertes (c_m) erreicht (meist dargestellt als Funktion der Schnellaufzahl λ mit dem Blatteinstellwinkel α als Parameter, s. Bild 5). Neben hoher Genauigkeit bei der Wiedergabe der Kennlinienfelder muß bei dynamischer Verwertung eine gute und zur Vermeidung von hohen Rechenzeiten auch schnelle Extrapolation im Zwischenbereich möglich sein. Zur Auswertung der abgespeicherten Kennlinien wurde für die Simulation ein zweistufiges Verfahren mit interaktivem Übergang von einer Spline-Funktion zu einem linearen Interpolationsprogramm entwickelt, das diesen

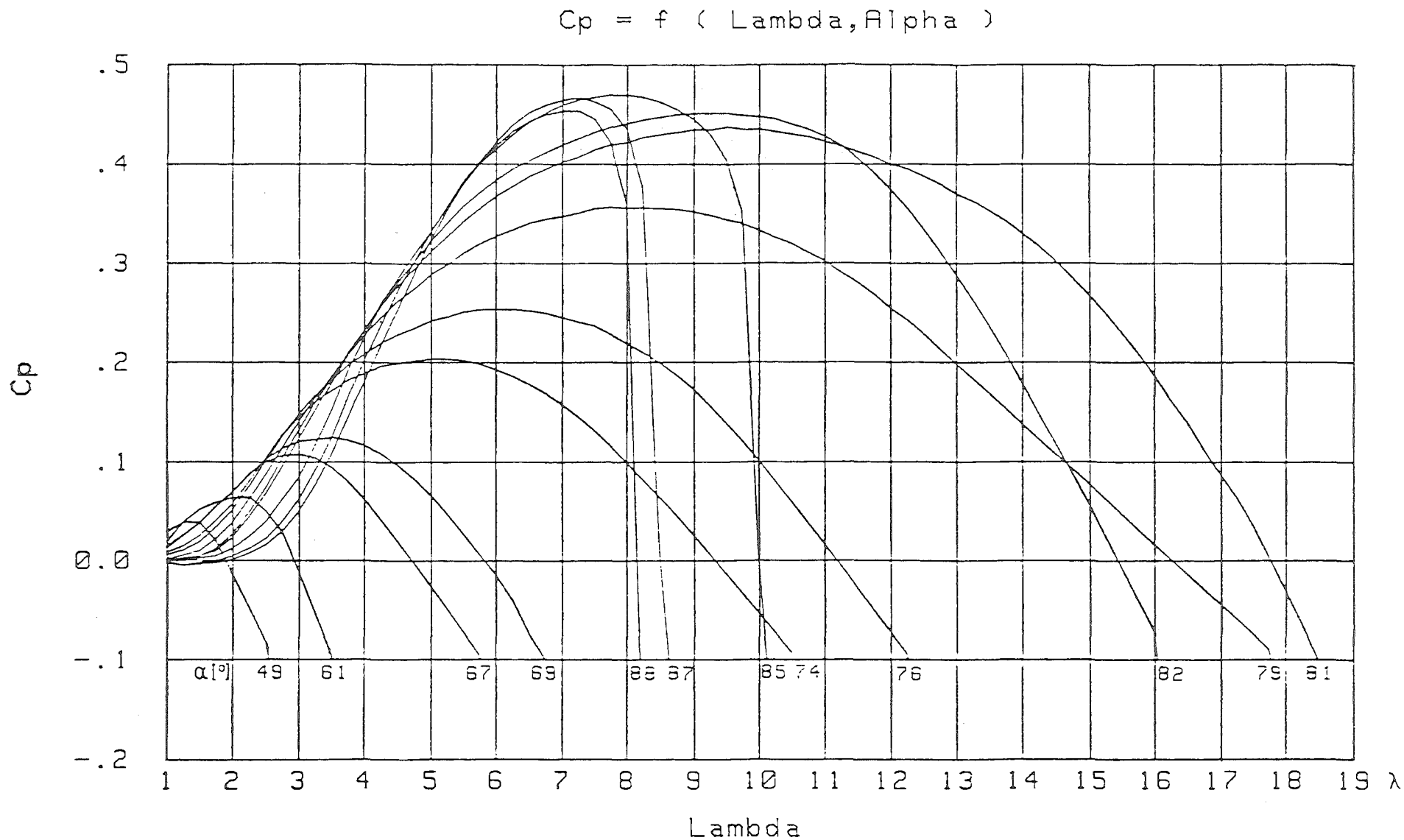


Bild 5: Leistungsbeiwert c_p als Funktion der Schnellaufzahl λ mit dem Einstellwinkel α als Parameter.
 - für die Simulation abgespeichertes Kennlinienfeld einer kleinen zweiblättrigen Windenergieanlage (10 kW-Bereich) -

Anforderungen gerecht wird. Insbesondere konnten auch die für Stabilitätsuntersuchungen kritischen, steil abfallenden Kennlinienbereiche (s. Bild 5) mit erfaßt werden.

Zur Zeit laufen mit einem Regelsystem für Inselbetrieb von kleinen Windenergieanlagen (10 kW-Bereich) Testläufe des bisher erstellten Simulationsprogramms.

3. Prinzipielles zur Regelung von kleinen Windenergieanlagen

Beim Einsatz von Windenergiekonvertern zur Bereitstellung elektrischer Energie unterscheidet man drei Betriebsarten:

Inselbetrieb

Netzbetrieb

Insel- und Netzbetrieb (wahlweise).

Die folgenden Betrachtungen beziehen sich auf kleine Windenergieanlagen (bis zu ca. 10 kW elektrischer Ausgangsleistung), die zwar mit Drehstromgeneratoren ausgerüstet sind, bei denen sich aber der Einsatz von Spezialgeneratoren und Stromrichtereinheiten, die variable Rotordrehzahl erlauben, aus Kostengründen kaum lohnen wird.

3.1 Inselbetrieb

Die Windenergieanlage ist nicht an das öffentliche elektrische Versorgungsnetz angeschlossen. Zur mechanisch-elektrischen Energiewandlung ist ein Synchrongenerator (SG) geeignet. Der Einsatz eines Asynchrongenerators würde bei gewünschter Spannungskonstanz die Bereitstellung von geregelter Erregerblindleistung bedingen. Der Aufwand für eine geregelte Kompensationseinrichtung ist jedoch im Normalfall unangemessen hoch. Zur Kontrolle der Ausgangsfrequenz muß die Drehzahl der Windenergieanlage (über die Blattverstellereinrichtung) geregelt werden. Falls die Verbraucher auch nahezu konstante Spannung benötigen, müssen bei nicht ausreichender Windgeschwindigkeit zur Drehzahl-Leistungsanpassung weniger wichtige Energieabnehmer über eine Verbrauchersteuerung nach einem Prioritätenverfahren abgeschaltet werden. Zur sicheren Versorgung von wichtigen Verbrauchern sind je nach Verbraucheranforderungen windunabhängig arbeitende Aggregate einzusetzen (Bild 6).

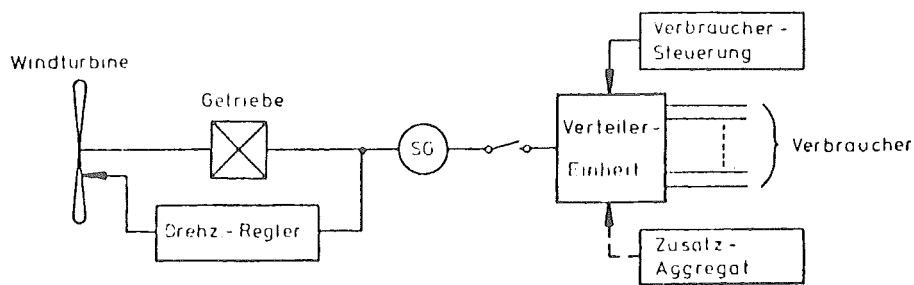


Bild 6: Prinzipielle Anordnung für den Inselbetrieb von Windenergiekonvertern

3.2 Netzbetrieb

Die Windenergieanlage arbeitet stets am öffentlichen Versorgungsnetz (s. Bild 7) mit nahezu konstanter Spannung und Frequenz. Als Generatoren können Asynchrongeneratoren (ASG) oder Synchrongeneratoren (SG) verwendet werden. Da die Frequenz vom Netz vorgegeben wird (d.h. die Drehzahl des Synchrongenerators ist festgelegt, die des Asynchrongenerators kann um die Schlupfwerte variieren), muß zur Vermeidung von Überlast die Leistungsaufnahme der Anlage (über die Blattverstellereinrichtung) geregelt werden.

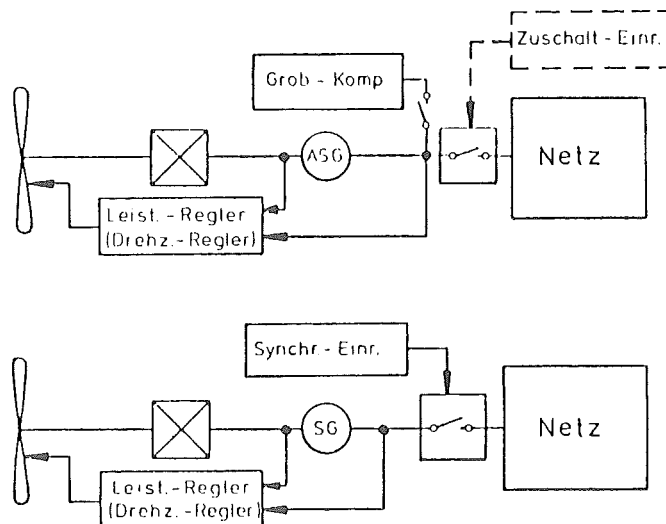


Bild 7: Prinzipielle Anordnung für den Netzbetrieb von Windenergiekonvertern mit Asynchron- bzw. Synchrongenerator

Um die mit einem Asynchron- oder Synchrongenerator ausgerüstete Anlage auf das Netz schalten zu können, ist darüber hinaus eine entsprechende Zuschalt- bzw. Synchronisationseinrichtung notwendig.

Bei beiden Anlagentypen sollte der Leistungsregelung eine Drehzahlregelung so zugeordnet werden, daß sie beim An-, Abfahren, beim Synchronisieren, bei Netzausfall usw. die Führung der Anlage übernimmt.

3.3 Netz- und Inselbetrieb (wahlweise)

Die Anlage arbeitet z.B. im Normalfall am Netz, soll aber bei Netzausfall weiterhin zur elektrischen Versorgung herangezogen werden. Diese Betriebsart erfordert wahlweise die Einhaltung der oben beschriebenen Bedingungen für Netz- oder Inselbetrieb. Der Einsatz eines Synchrongenerators wird bei Betrachtung einer Einzelanlage am ehesten den Anforderungen gerecht (s. Bild 8).

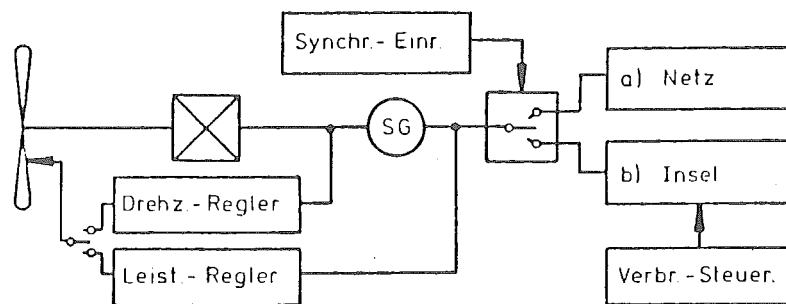


Bild 8: Prinzipielle Anordnung für den Netz- und Inselbetrieb (wahlweise) von Windenergiekonvertern

4. Praktische Arbeiten

4.1 Meßtechnische Untersuchungen an Komponenten von Windenergieanlagen

Im Schwerpunkt der Betrachtungen stehen zunächst Einzelkomponenten der Windenergiekonverter, wie Rotorblätter und Übertragungselemente (z.B. Getriebe). Die Überprüfung des Betriebsverhaltens der Gesamtanlage wird später erfolgen.

Bei der Wahl von Meßverfahren wird besonderer Wert darauf gelegt, daß sie ohne einschneidende Anlagenveränderungen angewendet werden können.

Einziges Stellglied in der Wirkungskette zur Leistungsaufnahme der Windenergieanlage sind die verdrehbaren Rotorblätter. Ihren dynamischen Eigenschaften bei Verstellung um die Längsachse kommt deshalb besondere Be-

deutung zu. Die Untersuchung des Torsionsverhaltens der rotierenden Blätter erfordert verhältnismäßig hohen Aufwand.

Gegenüber anderen Verfahren kann die photogrammetrische Erfassung des Blattverhaltens mit relativ geringem gerätetechnischen Aufwand und ohne bauliche Veränderungen an den Blättern erfolgen. Es war daher vorgesehen, Markierungen der Rotorblätter stroboskopisch zu beleuchten und mit Hilfe der Bilder zweier geometrisch versetzter Kameras photographisch auszumessen. Die optische Auswertung gibt in Verbindung mit einer Rechenanlage die Objektkoordinaten sowie die Verformung der Rotorblätter wieder. Die Ermittlung von Dämpfungseigenschaften der Flügel etc. erfordert weiteren rechen-technischen Aufwand. Eine Abschätzung der Genauigkeit und Aussagekraft der Meßwerte wäre erst nach Versuchsmessungen möglich. Da sich bei genaueren Erkundigungen herausgestellt hat, daß speziell die Bildauswertung höhere Kosten verursacht als erwartet, wird versucht, mit einer anderen Meßmethode, deren Aussagekraft sich besser abschätzen läßt, zu arbeiten. In Frage kommt u.a. die Modalanalyse.

Eine Struktur - Dynamik - Analyse über Beschleunigungsaufnehmer an den zu untersuchenden Anlagenkomponenten erfordert zwar höheren Geräteaufwand, sie ermöglicht allerdings eine einfachere Auswertung der Messungen. Der Einsatz eines Struktur - Dynamik - Analysators ermöglicht auch die Untersuchung anderer Anlagenkomponenten, wie Nabe, Getriebe, Kupplungen, Generator, Maschinenhaus, Turm, Abspannung, Fundamente etc. Es können dann auch Aussagen über das dynamische Verhalten der gesamten Anlage gemacht werden. Ein Einsatz als Alternative zur Photometrie wird momentan noch näher untersucht.

Neben dem Verhalten der Rotorblätter ist die Kenntnis der Zeitabhängigkeit des Antriebsmoments am Getriebe bzw. am Generator für weitere Untersuchungen von großer Bedeutung. Momentenschwankungen infolge Windgeschwindigkeitsänderungen, Turmschatteneinfluß etc. kommen hier besonders zur Geltung. In Zusammenarbeit mit der DFVLR Stuttgart werden Messungen an der MODULANLAGE in Schnittlingen auf der Schwäbischen Alb durchgeführt. Zur Meßwerterfassung wurde diese Anlage von der DFVLR mit einer Drehmomenten-Meßwelle auf der Windradseite ausgestattet. Da diese Meßmethode mit verhältnismäßig hohen Gerätekosten verbunden ist und in fertiggestellten bzw. bereits betriebenen Anlagen nicht ohne weiteres eine Nachrüstung vorgenommen werden kann, soll eine Untersuchungsmethode erprobt werden, die auch bei anderen Anla-

gen angewendet werden kann.

Es wird untersucht, ob eine Drehwinkeldifferenzmessung zwischen Eingangs- und Ausgangsstufe am Getriebe die Berechnung der Drehmomente und des Übertragungsverhaltens ermöglicht. Statische Voruntersuchungen zur Auswertung dynamischer Messungen wurden bereits an den fertig montierten Übertragungselementen der DFVLR-MODULANLAGE vorgenommen. Wie Bild 8 zeigt, wurde der Drehwinkel am Kettengetriebe bei statischer Momentenbeaufschlagung gemessen. Die gleichen Messungen wurden auch am Planetengetriebe und über beide Übersetzungsstufen hinweg durchgeführt. Die Messungen erlauben die Ermittlung der Getriebesteifigkeit und können zur Eichung herangezogen werden.

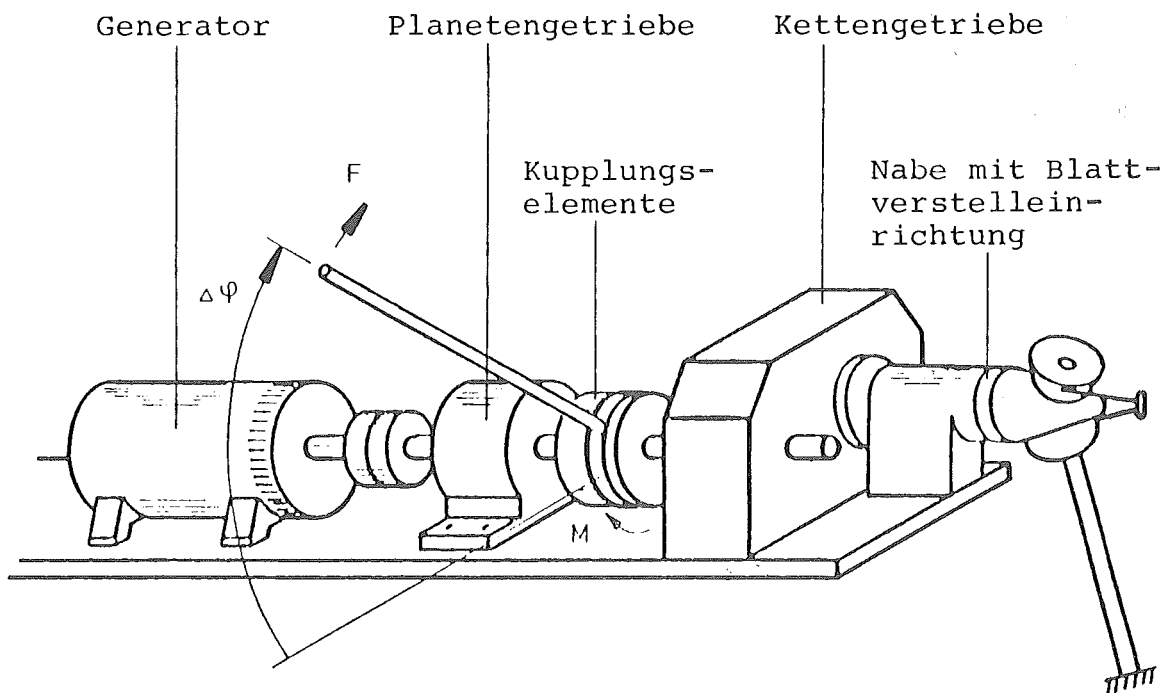


Bild 8: Messung der Winkeldifferenz bei aufgebrachtem Drehmoment am Kettengetriebe - MODULANLAGE (10 kW) der DFVLR -

Weitere Untersuchungen an Einzelkomponenten und zur Überprüfung regelungstechnischer Konzeptionen werden voraussichtlich in Kürze an der firmeninternen MAN-Anlage AEROMAN (10 kW-Leistungsklasse) vorgenommen.

4.2 Regelung von Windenergieanlagen im Verbundbetrieb

Neben der Entwicklung von regelungstechnischen Konzeptionen und der Untersuchung des Betriebsverhaltens von Einzelanlagen werden in jüngster Zeit immer häufiger Probleme der Regelung eines Windenergie-Anlagenverbundes angesprochen. Da die Mittel zur praktischen Untersuchung eines Anlagenverbundes durch das Vorhaben nicht abgedeckt werden, wurde im Rahmen von Ing.-Abschlußarbeiten begonnen, aus hochschulinternen Mitteln 4 steuerbare Maschinensätze aufzubauen, die sich zur Simulation des Verbundes (wechselstromseitige Generatorkopplung) eignen. Die Generatorleistungen der Maschinensätze liegen bei 5 bis 15 kW.

Die Einzelanlagen sollen von einem Rechner angesteuert werden (als Vorgabe der durch Windgeschwindigkeitsänderungen hervorgerufenen schwankenden Antriebsmomente am Generator). Die Verhaltensweisen der Anlagen und des Verbundes können später über ein z.Z. ebenfalls im Aufbau befindliches schnelles Meßerfassungssystem (Multiprogrammer zur Rechnerkopplung, Meßwertzwischenspeicherung, Steuerung von Vorgängen usw.) ausgewertet werden.

5. Weiteres Vorgehen

Die wesentlichen Untersuchungen des weiteren Vorgehens entsprechen den im Arbeitsplan des Vorhabens wiedergegebenen Arbeitsschritten.

Besondere Aufmerksamkeit wird auf die meßtechnische Erfassung des Flügelverhaltens und dabei speziell auf die endgültige Festlegung der Untersuchungsmethode (Photogrammetrie- oder Modalanalyse-Verfahren) gelegt.

Bei den Tätigkeiten zur Anlagensimulation wird neben der Programmvervollständigung durch Aufnahme zusätzlicher Details (auch der in Braunschweig ermittelten Untersuchungsergebnisse) ein zweiter Weg beschritten, der zu einer starken Programmvereinfachung führen soll. Dabei wird durch Vergleiche mit den Ergebnissen des ausführlichen Programms sichergestellt, daß kein wesentlicher Verlust an Informationsgehalt entsteht. Möglicherweise können hier als Maßstäbe auch schon Erkenntnisse aus praktischen Untersuchungen an der DFVLR- oder MAN-Anlage herangezogen werden.

Darüber hinaus wird mit den Arbeiten zum Bau eines über Mikroprozessoren gesteuerten Modells begonnen, welches durch Verwertung vorzugebender Anlagendaten die Eigenschaften unterschiedlicher Windenergieanlagen anschaulich darstellen soll.

Verwendete Abkürzungen

c_p	Leistungsbeiwert des Windrades
M_A	Antriebsmoment
M_{AG}	Antriebsmoment am Generator
M_{AW}	Antriebsmoment am Windrad
M_{BG}	Beschleunigungsmoment am Generator
M_{BW}	Beschleunigungsmoment am Windrad
M_{el}, M_{WG}	elektrisches Widerstandsmoment des Generators
M_{St}	Stellmoment am Rotorblatt
M_T	Torsionsmoment am Blatt
n_G, n_i	Drehzahl des Generators (Ist-Wert)
n_S	Solldrehzahl
n_W	Windraddrehzahl
P_i	Leistungsabgabe des Generators (Ist-Wert)
P_S	Leistungssollwert
v_W	Windgeschwindigkeit
α_i	Blatteinstellwinkel (Ist-Wert)
ψ_{Bl}	Blattstellung des Windrades
λ	Schnellaufzahl

Gh Kassel:

Regelung und dynamisches Verhalten von Windenergieanlagen II:

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Betriebsverhalten kleiner Windenergieanlagen
 - 2.1 Netzbetrieb
 - 2.1.1 Regelungstechnisches Konzept
 - 2.1.2 Anlagenverhalten und Meßergebnisse
 - 2.2 Inselbetrieb
 - 2.2.1 Regelungstechnisches Konzept
 - 2.2.2 Drehzahlregelung und Meßergebnisse
3. Praktische Arbeiten
 - 3.1 Windmessungen
 - 3.2 Modell einer Windenergieanlage
 - 3.3 Anlagenverbund

1. Einleitung

Große Windenergieanlagen (MW-Bereich), bei denen die dynamischen Einflüsse auf das Betriebsverhalten besonders interessant sind, befinden sich in den meisten Fällen noch im Entwurfsstadium. Dies trifft auch für Anlagen zu, die in der Bundesrepublik Deutschland entwickelt werden.

Um Berechnungsmethoden und theoretisch gewonnene Ergebnisse jedoch möglichst frühzeitig auf ihren Praxisbezug überprüfen zu können, muß daher auf bestehende Anlagen im Bereich von ca. 10 kW elektr. Ausgangsleistung zurückgegriffen werden.

In diesem zweiten Bericht (I) werden neben allgemeinen Betrachtungen und Beschreibungen der im Vorhaben durchgeführten Arbeiten auch Meßergebnisse wiedergegeben, welche einen ersten Vergleich mit theoretisch gewonnenen Erkenntnissen zulassen.

2. Betriebsverhalten kleiner Windenergieanlagen

2.1 Netzbetrieb

2.1.1 Regelungstechnisches Konzept

Wie im ersten Bericht (I) dargestellt, muß sowohl bei Windenergieanlagen mit Asynchrongeneratoren als auch mit Synchrongeneratoren zur Vermeidung von Überlast die Leistungsaufnahme aus dem Wind geregelt bzw. begrenzt werden. Um u.a. ein An- bzw. Abfahren und Zuschalten des Generators zum Netz zu ermöglichen, sind zusätzliche, die Drehzahl der Anlage beeinflussende Eingriffe notwendig.

Für den am häufigsten diskutierten Fall des Einsatzes von Drehstrom-Asynchrongeneratoren mit Kurzschlußläufern wurde das in Bild 1 dargestellte Regelungsschema entwickelt. Betrachtet wird eine Anlage, bei der über Veränderung des Blatteinstellwinkels die Leistungsaufnahme aus dem Wind variiert werden kann.

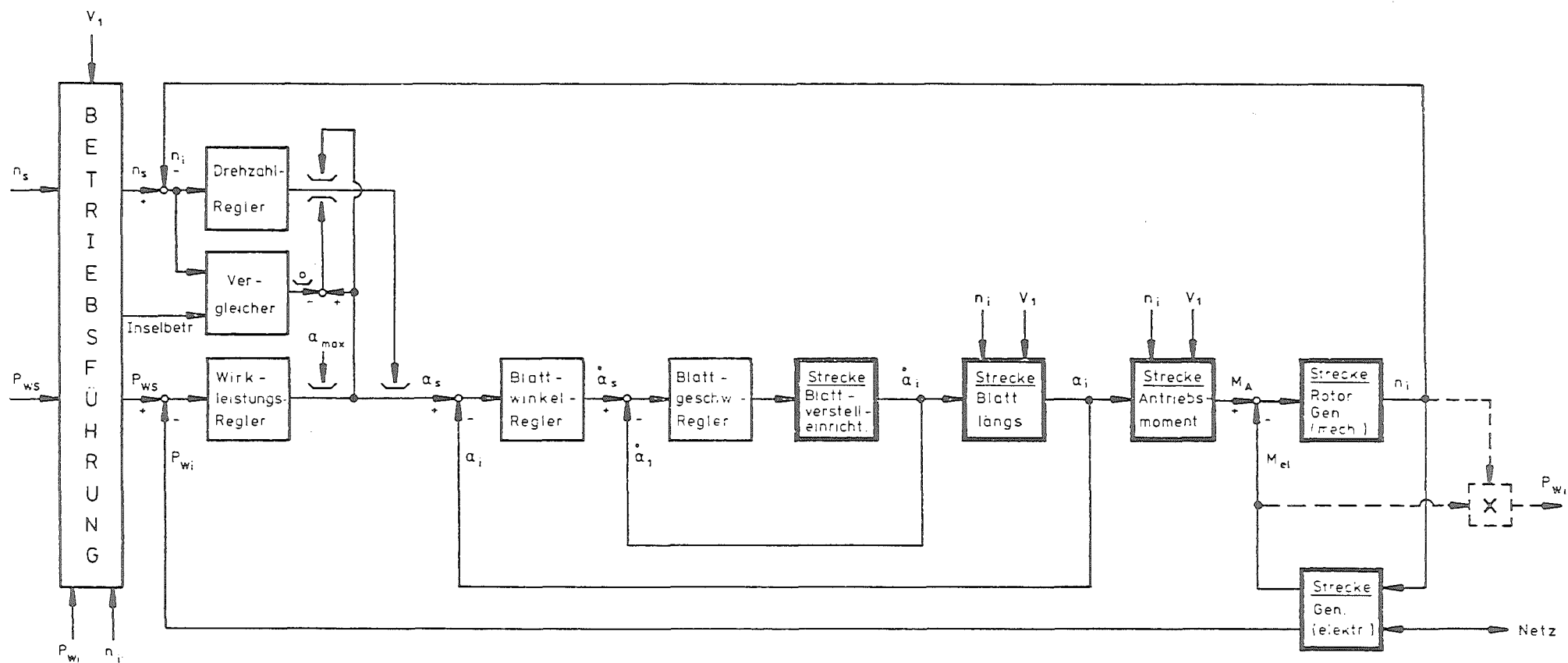


Bild 1: Regelungsschema für eine Anlage mit Asynchrongenerator (Kurzschlußläufer) am Netz

Leistungsregler und Drehzahlregler sind hier so angeordnet worden, daß der Drehzahlregler begrenzend auf den Ausgang des Leistungsreglers, d.h. den Sollwert des Blatteinstellwinkels α_s , wirkt. Eine Umkehrung der Regleranordnung wäre ebenfalls möglich. Im Normalbetrieb, d.h. beim Arbeiten am Netz, wird der Drehzahlsollwert n_s einige Prozent höher als der entsprechende Wert der Netzfrequenz gelegt. Abgesehen von An- und Abfahrvorgängen greift die Drehzahlregelung dann nur bei Störungen (z.B. Netzausfall) ein, wenn $n_i > n_s$ wird. Zum An- bzw. Abfahren und zur Herstellung der Netzzuschaltbedingungen kann der Drehzahlsollwert n_s verändert werden (z.B. Anfahren über einen Hochlaufgeber u.ä.).

Die eingezeichneten variablen Begrenzungen am Ausgang des Drehzahlreglers (s. Bild) stellen bei $P_{ws} > 0$ und I-Anteilen der Regler verzögerungsfreies Eingreifen der Drehzahlregelung und ungehindertes Arbeiten des Leistungsreglers sicher.

Das dynamische Verhalten einer Windenergieanlage hängt wesentlich von der Betriebsart ab. Die gewählte Anordnung ermöglicht es, daß der Drehzahlregler auf Leerlauf und der Leistungsregler auf Netzbetrieb abgestimmt werden können.

Den beiden erwähnten Regelkreisen ist zur Verbesserung der Stabilität und Dynamik eine Regelung des Blatteinstellwinkels α und der Blattverstellgeschwindigkeit $\dot{\alpha}$ unterlagert worden. Auf eine weitere Schleife zur Regelung der Blattwinkelbeschleunigung $\ddot{\alpha}$ und damit der am Blatt angreifenden Stellmomente wurde aufgrund der sich teilweise sprunghaft verändernden Reibmomente in den Blattlagern verzichtet.

Speziell bei kleinen Anlagen wird die Istwertgebung (Erfassung des Blatteinstellwinkels α_i und der zugehörigen Geschwindigkeit $\dot{\alpha}_i$) häufig zu aufwendig sein. Anhand von Simulationen konnte jedoch gezeigt werden, daß bei Wegfall der beiden inneren Regelkreise (der Leistungsregler wirkt dann direkt auf die Blattverstelleinrichtung ein) zwar stärkere Beanspruchungen des Blattes und der Verstelleinrichtungen hervorgerufen werden, daß aber ebenfalls stabiles Regelungsverhalten erreicht werden kann.

2.1.2 Anlagenverhalten und Meßergebnisse

Bei der Berechnung der Anlagenreaktion auf bestimmte Windverhältnisse ist neben dem Verhalten des Blattes in Längsrichtung und seiner Beeinflussung durch die Blattverstelleinrichtung sowie verschiedener am Blatt angreifender Momente auch die Bildung der Antriebsleistung bzw. des Antriebsmomentes von besonderem Interesse.

Da eine umfassende theoretische Methode zur Bestimmung des Blattverhaltens nicht existiert, wurden in die Simulationsstruktur zahlreiche Einzeleffekte (aerodynamische Torsionsmomente, Momente infolge der Blattdurchbiegung, Propellermomente usw.) eingearbeitet. Eine meßtechnische Erfassung der Blattdynamik, die auch gewisse Eingriffe am Konverter erfordert, konnte bisher noch nicht durchgeführt werden. Die im ersten Zwischenbericht erwähnten Vorbereitungen zur Durchführung einer Strukturdynamik-Analyse wurden fortgesetzt. Es ist vorgesehen, entsprechende Messungen im Laufe der Sommermonate an der DFVLR-Modulanlage in Schnitten durchzuführen.

Die Berechnung des Antriebsmomentes aus dem Windgeschwindigkeitsverlauf unter Verwendung der Leistungsbeiwert/Schnellaufzahl-Kennlinienfelder wurde im Hinblick auf gute Verwertbarkeit mit einem Digitalrechner verbessert. Bild 2 zeigt den theoretisch ermittelten Verlauf der Ausgangsleistung einer 10-kW-Anlage im Vergleich mit tatsächlichen Meßergebnissen (M.A.N.-Anlage AEROMAN). Da die Windgeschwindigkeit nahezu stets unterhalb des Nennwertes blieb, war der Leistungsregler nicht im Eingriff und die Anlage arbeitete bei konstantem, nicht ganz optimalem Blatteinstellwinkel.

Bei der Ermittlung der Verläufe wurde folgendermaßen vorgegangen: Mit schnell arbeitenden Meßeinrichtungen wurden an der Windenergieanlage u.a. Windgeschwindigkeit und elektr. Ausgangsleistung gemessen, registriert und auf Band abgespeichert. Der Windgeschwindigkeitsverlauf wurde später über eine Eingabevorrichtung dem Digitalrechner vorgegeben und mit Hilfe des Simulationsmodells konnte neben anderen Größen auch die elektr. Ausgangsleistung berechnet werden.

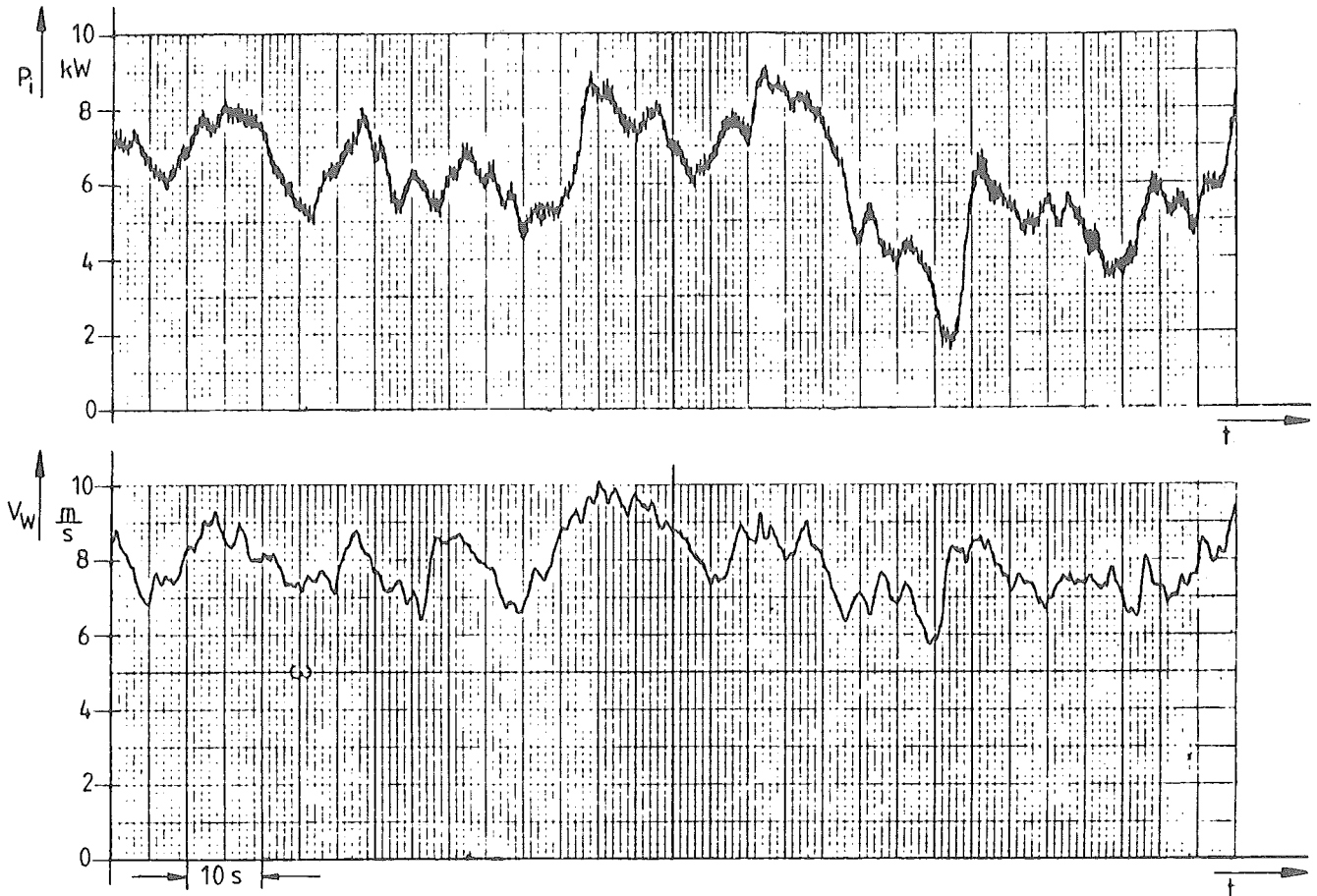


Bild 2a: Auszug aus einer direkten Meßwertaufzeichnung (Mehrkanalschreiber)

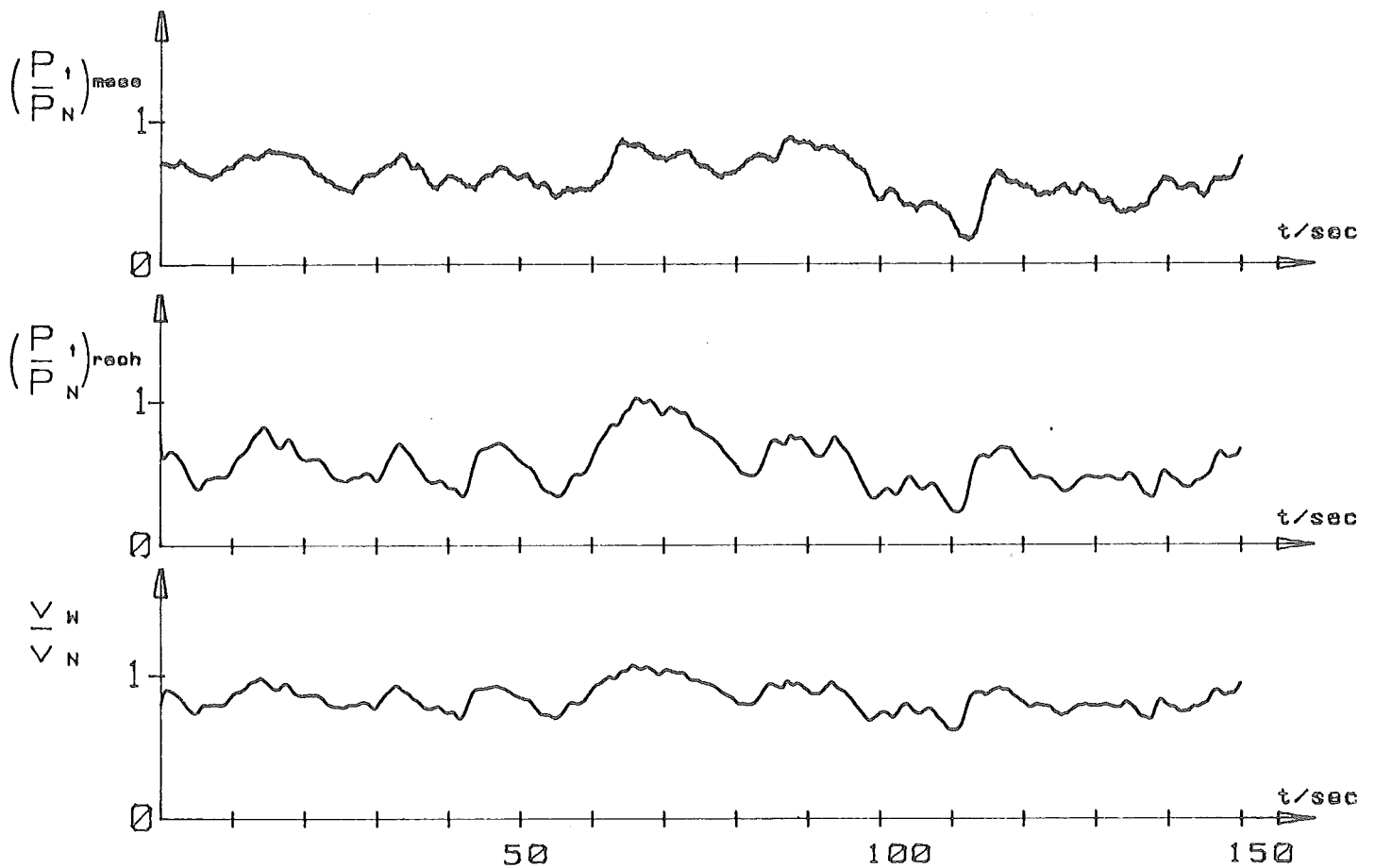


Bild 2b: Rechnerisch ermittelte Verläufe im Vergleich mit den Meßwerten

Bild 2: Elektrische Ausgangsleistung P_i einer 10-kW-Windenergieanlage mit Asynchrongenerator im Netzbetrieb (konstanter Blatteinstellwinkel)
 V_W ...Windgeschwindigkeit

Völlige Übereinstimmung zwischen Meß- und Simulationsergebnissen würden voraussetzen, daß zur rechnerischen Nachbildung des Anlagenverhaltens der für die Leistungsaufnahme maßgebende Windgeschwindigkeitsverlauf verwendet wird.

Der berechnete Leistungsverlauf beruht auf den im Bild 2a dargestellten Windmeßergebnissen eines Anemometers. Ein derartig gemessener Windgeschwindigkeitsverlauf hat lokal begrenzten Aussagewert und kann nur bedingt repräsentativ für die "Anlagenwindgeschwindigkeit" sein.

Wie zu erwarten, treten, obwohl insgesamt gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung festzustellen ist, im Detail Abweichungen auf.

Ersichtlich ist jedoch, daß der berechnete Leistungsverlauf eine ausgeprägtere Kontur aufweist und damit die zu erwartende Tendenz bestätigt, daß die Messung mit einem Anemometer den unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten einer Rotorfläche nur bedingt gerecht werden kann. Noch bessere Übereinstimmung zwischen Theorie und Praxis wird daher zu erreichen sein, wenn zur Ermittlung der maßgebenden Windgeschwindigkeit mehrere Anemometer - entsprechend der Rotorkreisfläche verteilt - herangezogen werden (vergl. Kap. 3.3).

2.2 Inselbetrieb

2.2.1 Regelungstechnisches Konzept

Aufgrund der zahlreichen Einsatzmöglichkeiten sind kleinere Anlagen im kW-Bereich für den Inselbetrieb besonders interessant. Zu unterscheiden sind im wesentlichen zwei Anwendungsgebiete:

1. Versorgung einfacher elektrischer Verbraucher, die keine hohen Anforderungen an die Konstanz von Generatorfrequenz und -spannung stellen (z.B. Heizwiderstände) und
2. Versorgung von elektr. Verbrauchern, zu deren sicherem Betrieb Frequenz und Spannung des Generators nur in einem kleinen, fest definierten Bereich schwanken dürfen.

Zur mechanisch-elektrischen Energiewandlung ist ein Drehstrom-Synchrongenerator geeignet. Ausgehend von den im ersten Zwischenbericht dargestellten regelungstechnischen Erfordernissen wurde das in Bild 3 dargestellte Regelungsschema entwickelt.

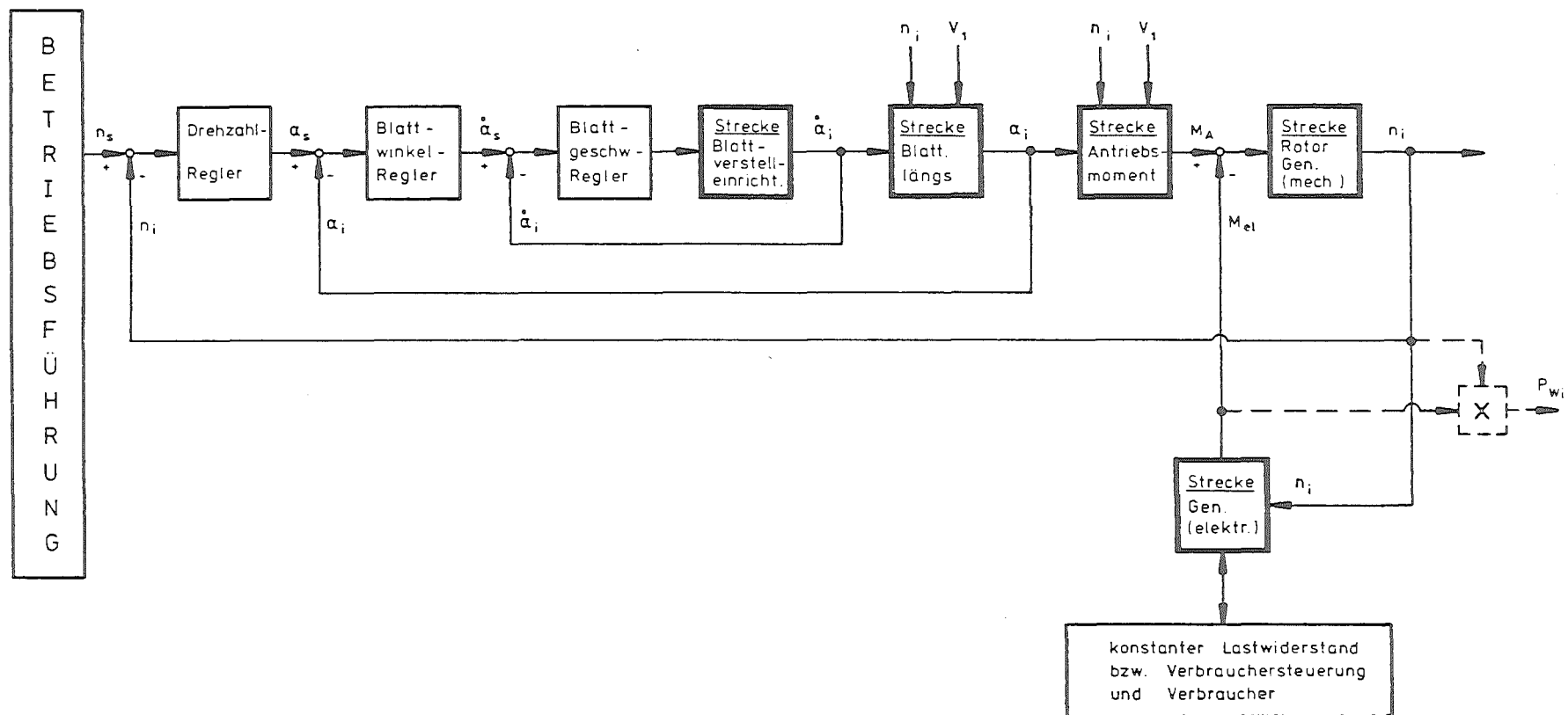


Bild 3: Regelungsschema einer Windenergieanlage mit Synchrongenerator im Inselbetrieb

Ein Drehzahlregler beeinflusst über die Variation des Blatteinstellwinkels die dem Wind zu entnehmende Leistung so, daß bei ausreichend hoher Windgeschwindigkeit die Drehzahl etwa konstant gehalten werden kann. Wie schon bei der Regelung einer Anlage mit Ansynchrongenerator (Kap. 2.1.1) erwähnt, können bei Verzicht auf Beeinflussung der Dynamik während Blattverstellvorgängen die beiden inneren Regelkreise (α und $\dot{\alpha}$) entfallen.

Für die Versorgung elektrisch wenig anspruchsvoller Verbraucher ist der Einsatz eines selbsterregten Synchrongenerators sinnvoll, dessen Ausgangsspannung drehzahlabhängig verläuft, so daß sich unterhalb der Nennwindgeschwindigkeit durch die mit der Drehzahl sinkende Spannung ein Gleichgewicht zwischen der vom Wind angebotenen und der vom Generator abgegebenen Leistung einstellt. Als Drehzahlregler wird oft ein einfacher Fliehkraftregler genügen.

Dürfen Frequenz und Spannung nur gering schwanken, so ist eine bessere Abstimmung des Drehzahlreglers auf das Verhalten des Konverters notwendig, so daß ein mechanischer Regler meist den Anforderungen nicht mehr gerecht wird. Um im Teillastbereich ein Absinken der Konverterdrehzahl zu verhindern, muß eine Verbrauchersteuerung durch Abschalten von Verbrauchern niederer Priorität dafür sorgen, daß die abgegebene Leistung unterhalb der dem Wind maximal entziehbaren Leistung bleibt. Als Generator kann ein Synchrongenerator mit elektronisch geregelter Spannung eingesetzt werden.

2.2.2 Drehzahlregelung und Meßergebnisse

Zur Berechnung des Anlagenverhaltens wurde ähnlich vorgegangen wie in Kap. 2.1.2 beschrieben. Die Simulationsrechnungen haben ergeben, daß es bei Verwendung von schnell arbeitenden Blattverstelleinrichtungen (z.B. Hydrauliksysteme mit elektrisch steuerbaren Ventilen) selbst bei stark schwankenden Windgeschwindigkeiten möglich sein wird, die Drehzahlschwankungen kleiner als $\pm 1\%$ zu halten. Zur Überprüfung dieser Aussage wurden entsprechende Messungen am M.A.N.-Konverter AEROMAN (10-kW-Anlage) vorgenommen. Sie sind in Bild 4a und 4b dargestellt. Bild 4a liegt eine verhältnismäßig langsam arbeitende Blattverstelleinrichtung mit Elektromotor zugrunde.

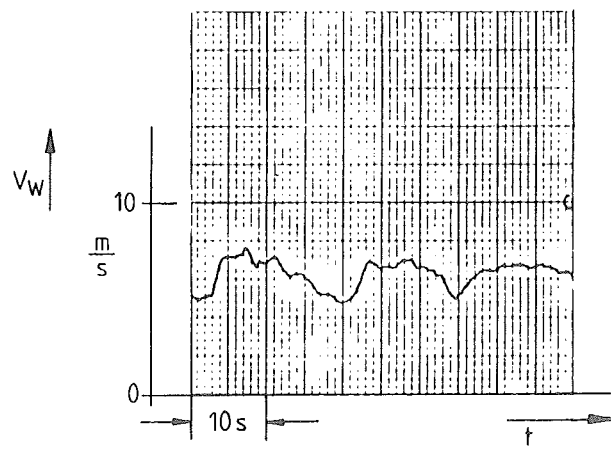
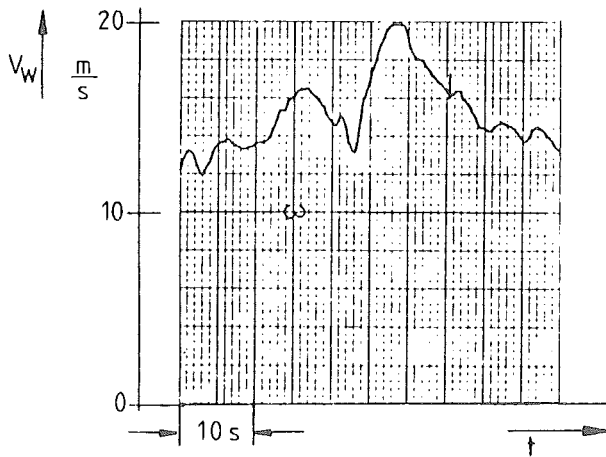
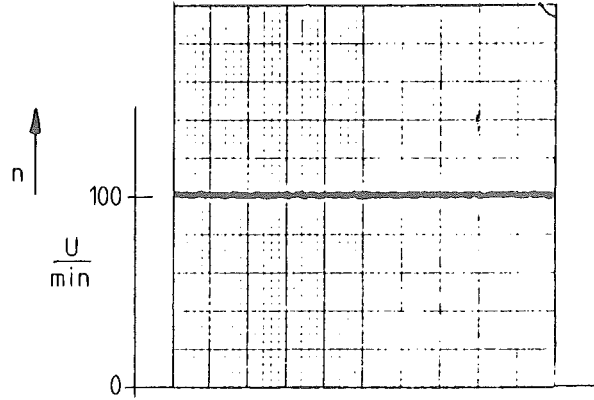
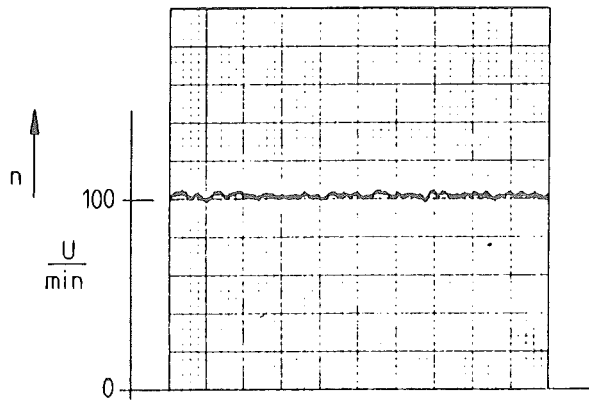
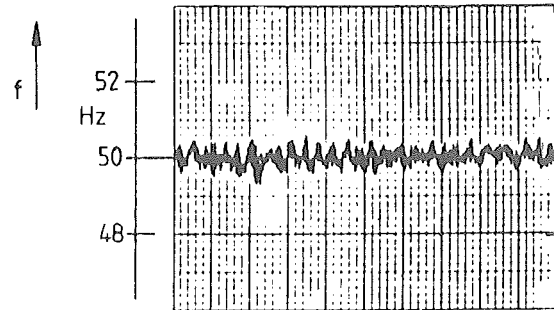
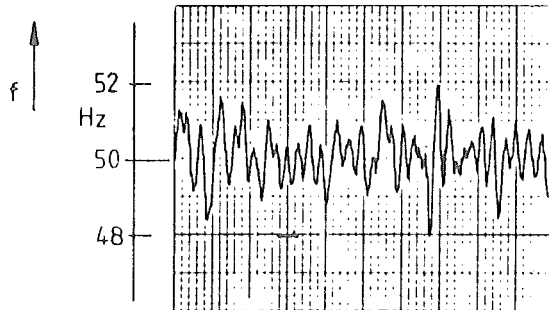


Bild 4a: Elektrisch angetriebene
Blattverstellung
- Nennlast -

Bild 4b: Elektrisch gesteuertes
Hydraulikventil in der
Blattverstelleinrichtung
- Leerlauf -

Bild 4: Drehzahlregelung einer 10-kW-Windenergieanlage mit Synchrongenerator
im Inselbetrieb
- Auszug aus einer direkten Meßwertaufzeichnung (Mehrkanalschreiber) -
 v_W ... Windgeschwindigkeit; n ... Konverterdrehzahl; f ... Generator-
frequenz

Es lagen stark schwankende, hohe Windgeschwindigkeiten vor, und der Konverter lieferte Nennlast. Aus den Meßergebnissen können maximale Drehzahl- bzw. Frequenzschwankungen von $\pm 4\%$ abgelesen werden.

Bei den Messungen von Bild 4b wurde dagegen ein schnell arbeitendes elektromagnetisch gesteuertes Hydraulikventil verwendet. Der Konverter arbeitet bei Windgeschwindigkeiten unterhalb des Nennwertes im Leerlauf, einem für die Regelung besonders schwierigen Betriebszustand. Als maximale Drehzahlschwankung kann ca. $\pm 1\%$ angegeben werden. Dieser Wert wurde auch bei höheren, stärker schwankenden Windgeschwindigkeiten und Belastung nicht überschritten. Berücksichtigt man, daß bei der Anlage noch keine optimal ausgelegten Regler und Stellglieder verwendet wurden, so kann als bisheriges Ergebnis der Untersuchungen herausgestellt werden, daß die Drehzahlschwankungen auch bei kleinen Windenergieanlagen kleiner als $\pm 1\%$ gehalten werden können. Damit ist es möglich, die Anforderungen anspruchsvoller elektrischer Verbraucher im Hinblick auf Spannungs- und Frequenzkonstanz zu erfüllen.

3. Praktische Arbeiten

Neben den erwähnten meßtechnischen Untersuchungen erstreckten sich die praktischen Tätigkeiten auf eine Einheit zur Erfassung von Winddaten, den Bau einer mikroprozessorgesteuerten Betriebsführung und die Erstellung von Laborgeräten zur Untersuchung eines Anlagenverbundes.

3.1 Windmessungen

Zur meßtechnischen Überprüfung der Berechnungen des Anlagenverhaltens sind genaue Messungen der momentanen Windgeschwindigkeit unerlässlich. Im Hinblick auf dieses Problem können der Literatur nahezu keine Hinweise entnommen werden. Es wurde ein Meßsystem mit Schalenkreuzanemometer entwickelt, welches schneller als vergleichbare käufliche Einheiten arbeitet und neben der Windgeschwindigkeit und deren Mittelwerte u.a.

auch die Messung der Windbeschleunigung zuläßt. Die gemessenen Daten können zur weiteren Verarbeitung direkt auf ein Band überspielt werden.

Zur Bestimmung der für eine Windenergieanlage typischen Windverhältnisse wurde u.a. auch mit Meßauswertungen begonnen, in welche die Ergebnisse mehrerer Meßstellen einbezogen werden.

Bild 5 zeigt die Meßwerte v_1 und v_2 zweier Anemometer, die in freiem Gelände auf einem Mast in 10 m Höhe und 2 m Entfernung so montiert waren, daß ihre Verbindungslinie senkrecht vom Wind angeströmt wurde. Trotz der geringen Entfernungen treten, wie die vom Rechner durchgeführte Differenzbildung $(v_1 - v_2)$ zeigt, Windgeschwindigkeitsabweichungen von mehr als 2 m/s auf. Bei größerer Entfernung der Meßpunkte (z.B. bei Verteilung über die gesamte Rotorfläche) sind entsprechend größere Abweichungen zu erwarten. Um für die Reaktion des Windkonverters maßgebende Windgeschwindigkeitsverläufe erhalten zu können, müßten die Werte mehrerer Meßpunkte verarbeitet werden. Eine einfache Methode, ohne Wichtung des Windgeschwindigkeitseffektes ($P \sim v^3$), wäre z.B. die Bildung des geometrischen Mittelwertes (s. Bild, $(v_1 + v_2)/2$).

Bei weiteren meßtechnischen Untersuchungen dynamischer Vorgänge an Windenergieanlagen wird der Windgeschwindigkeitserfassung stärkere Bedeutung zukommen.

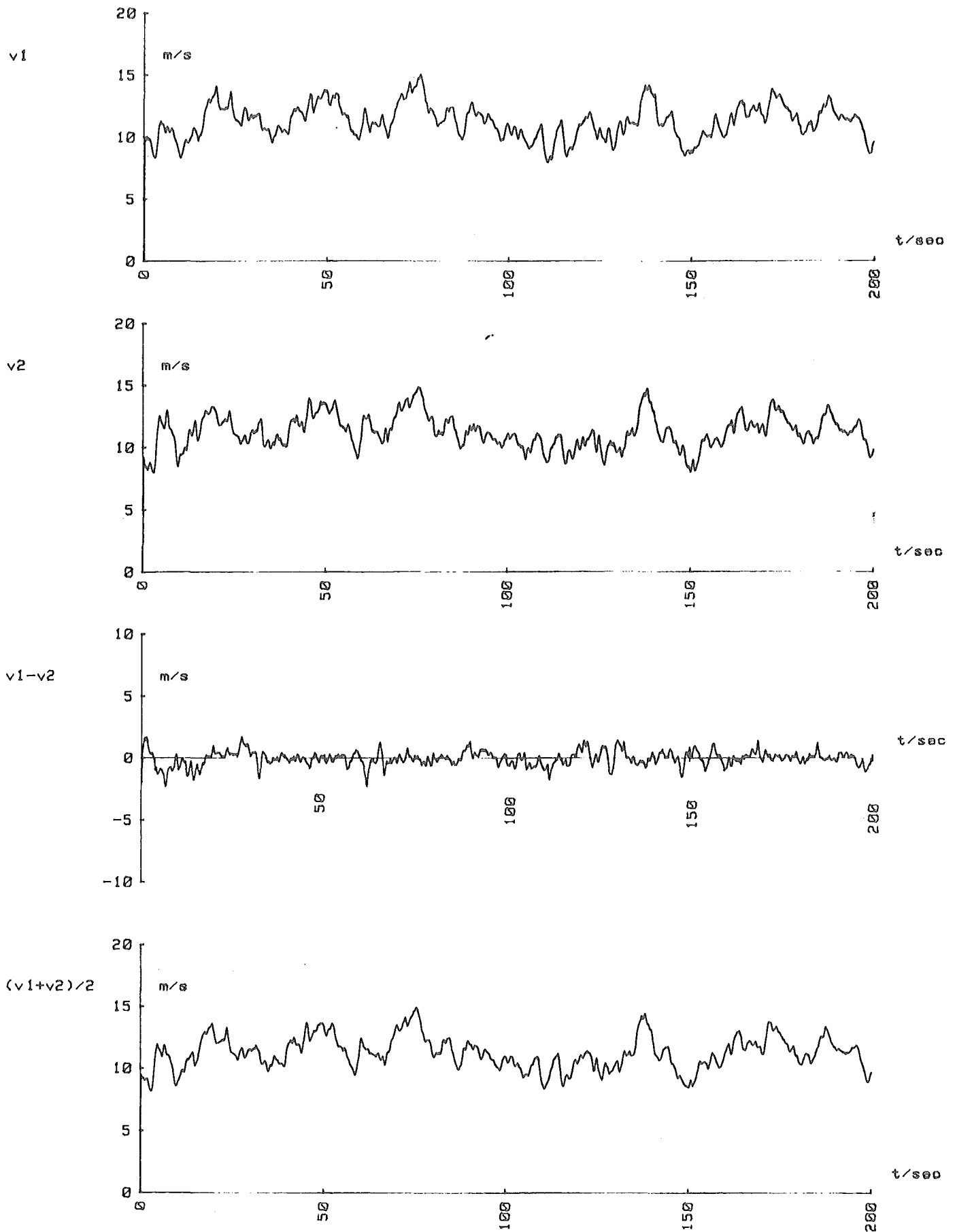


Bild 5: Windgeschwindigkeiten zweier benachbarter Meßpunkte

3.2 Modell einer Windenergieanlage

Im Rahmen der Erstellung eines Anlagenmodells zu Demonstrationszwecken wurde mit der Ausarbeitung einer möglichst allgemein (im Hinblick auf Anlagengröße und Einsatzbereich) gehaltenen Betriebsführung begonnen. Zur Zeit wird an einer mikroprozessorgesteuerten Einheit gearbeitet, die speziell die Belange großer am Netz betriebener Anlagen berücksichtigt. Im nächsten Schritt ist eine Erweiterung auf unterschiedliche Einsatzbereiche vorgesehen.

3.3 Anlagenverbund

Der weitere Aufbau des im ersten Berichts (I) erwähnten Anlagenverbundes, der aus hochschulinternen Mitteln finanziert wird, wurde fortgesetzt. Von der im Bild 6 dargestellten Blockschaltung des geplanten Gesamtaufbaues konnten bisher 3 Motor-Generator-Sätze einschließlich der Steuer- und Regelungseinheiten fertiggestellt werden. Teile des Meßfassungs- und Meßwertaufbereitungssystems sind ebenfalls vorhanden und werden z.Z. durch Interface-Einheiten ergänzt.

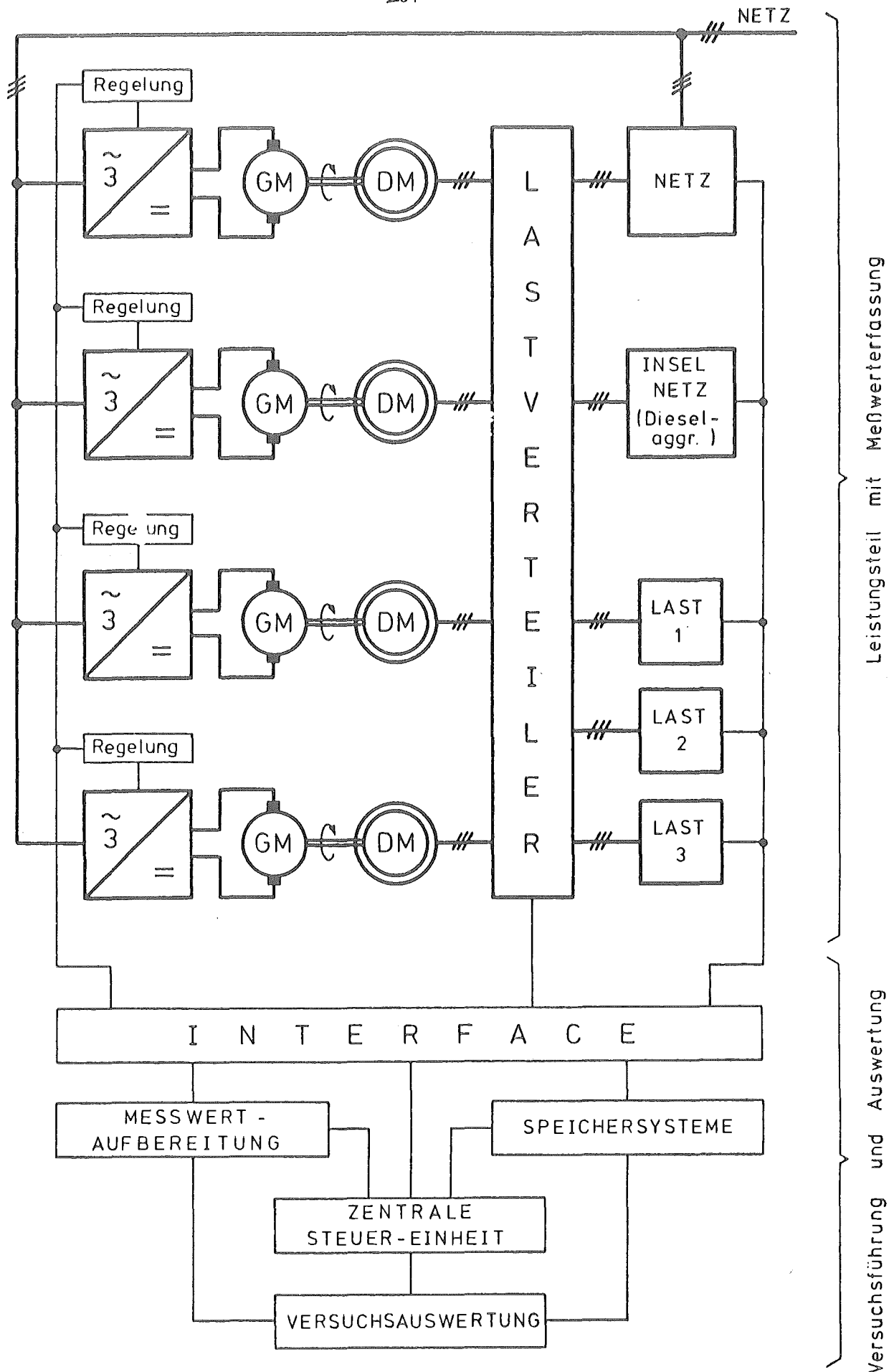


Bild 6: Laboranlage zur Untersuchung eines Windenergiekonverter-Verbundes

GM...Gleichstrommaschine (15-kW-Antrieb)

DM...Drehstrommaschine (10-kW-Generator)

TU Braunschweig:

Analyse verschiedener Energiewandler (I)

Inhaltsverzeichnis

1. Gegenüberstellung verschiedener Generatortypen für ein Windkraftwerk
2. Doppeltgespeiste Asynchronmaschine als Windkraftwerksgenerator
 - 2.1 Prinzip der doppeltgespeisten ASM
 - 2.2 Theoretische Behandlung der doppeltgespeisten ASM
 - 2.3 Auslegung des Leistungsteiles der Rotoreinspeisung
 - 2.4 Realisierung des Regelkonzeptes mittels Mikrorechner
 - 2.4.1 Hardware-Übersicht
 - 2.4.2 Software-Übersicht
3. Übersynchrone Stromrichtererkaskade
4. Gegenwärtiger Stand und weiteres Vorgehen

Analyse verschiedener Energiewandler

1. Gegenüberstellung verschiedener Generatortypen für ein Windkraftwerk

Für die Auswahl eines geeigneten Windkraftgenerators sind als wesentliche Entscheidungskriterien zu nennen:

1. Betrieb am Verbundnetz oder Inselbetrieb
2. Leistungsbereich

Dieser erste Bericht beschränkt sich auf Anlagen größerer Leistung ($> 100 \text{ kW}$) die in ein Verbundnetz einspeisen sollen. Der Betreiber des öffentlichen Stromversorgungsnetzes (EVU) wird von einem Stromerzeuger in der Regel die Einspeisung einer möglichst konstanten Wirk- und Blindleistung fordern. Dazu ist es in diesem Fall zweckmäßig, das schwankende Windenergieangebot in der rotierenden Masse zwischenzuspeichern. Dies ist aber nur möglich, wenn die Rotordrehzahl des Generators f_2 nicht starr an die Netzfrequenz f_3 gebunden ist (s. Bild 1.1).

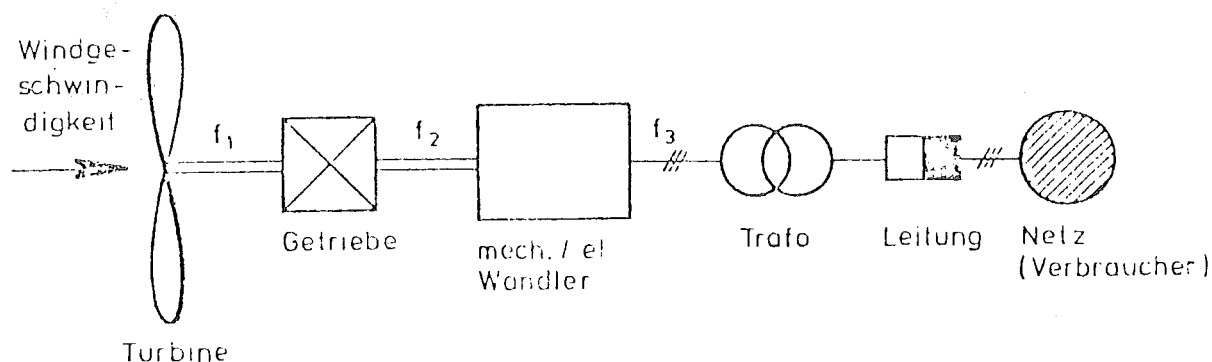


Bild 1.1: Leistungsteil einer Windenergieanlage

Die sonst zur Stromerzeugung übliche Synchronmaschine weist diese Drehzahlelastizität nicht auf. Für ihren Einsatz wäre daher entweder ein variables Getriebe oder eine dynamisch hochwertige Flügelverstellung erforderlich, die das veränderliche Windenergieangebot ausregelt. Für eine Konstantleistungsabgabe an das Netz kommt ein Synchrongenerator daher in erster Linie dann in Betracht, wenn die Ständerfrequenz f_2 über einen Gleichstromzwischenkreis von der Netzfrequenz f_3 entkoppelt wird. Dieses Konzept bietet Vorteile für einen Parallelbetrieb mehrerer Windturbinen, die alle gemeinsam auf die Gleichstrom-Sammelschiene speisen; denn durch die Summenbildung werden die örtlichen Leistungsschwankungen zusätzlich geglättet. Allerdings schließt diese Anordnung die bei Direktkupplung der Synchronmaschine mit dem Netz mögliche Erzeugung kapazitiver Blindleistung aus.

Als Alternative zu dem letztgenannten Verfahren bietet sich eine Schleifringläufer-Asynchronmaschine an, die in übersynchroner Stromrichterkaskadenschaltung betrieben wird (Bild 1.2). Im übersynchronen Betrieb wird die Rotorschlupfleistung

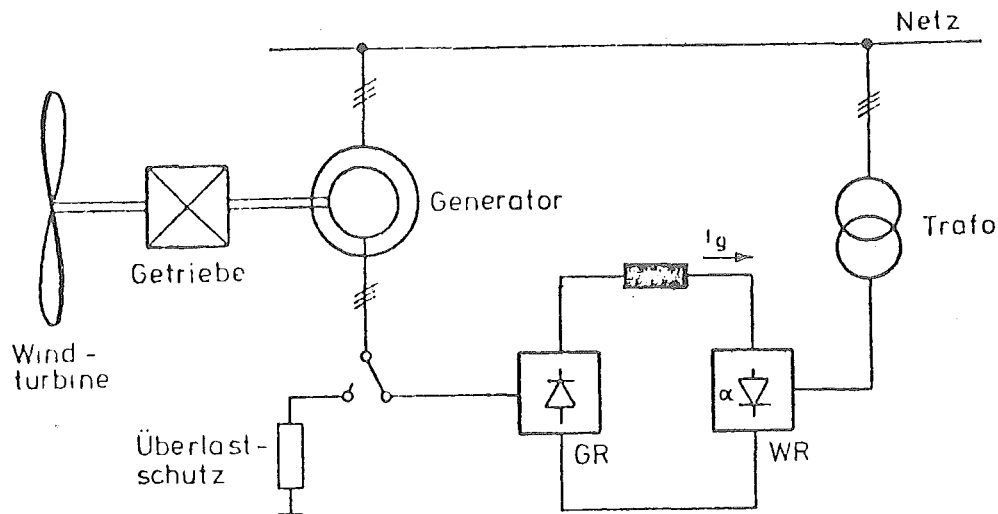


Bild 1.2: Windenergieanlage mit Asynchrongenerator und Schlupfleistungsrückgewinnung

über einen Gleichstromzwischenkreis in das Netz gespeist. Gegenüber der Synchronmaschine mit einem Gleichstromzwischenkreis wird diese Variante umso günstiger, je geringer die maximale Drehzahlauslenkung ist, da die Stromrichter nur für die Schlupfleistung ausgelegt werden müssen. Die Netzurückwirkungen sind ebenfalls geringer, weil nur die Schlupfleistung über die Stromrichter geleitet wird. Auch diese Anlage erfordert zur Blindstromerzeugung Kondensatoren.

Um diesen Nachteil zu beheben, kann anstelle des Gleichstromzwischenkreises ein Direktumrichter in den Rotorkreis eingeführt werden (Bild 1.3), mit dem ein unabhängiges Drehfeld in den Läufer eingeprägt wird. Bei Lastschwankungen ist es damit möglich, in den über- und untersynchronen Betrieb auszuweichen, wobei auch kapazitiver Blindstrom geliefert werden kann. Diesen Vorteilen steht allerdings der relativ große Aufwand für den Direktumrichter und die komplizierte Regelung gegenüber.

2. Doppelgespeiste Asynchronmaschine als Windkraftwerksgenerator

2.1 Prinzip der doppelgespeisten ASM

Gegenüber der Synchronmaschine besitzt die doppelgespeiste ASM den Vorteil, daß die Durchflutungsrichtung im Rotor über ein von außen eingeprägtes Drehfeldsystem vorgegeben werden kann. Im Synchronismus wird dann mit Hilfe einer Regelung trotz unterschiedlicher Belastungszustände die Maschine mit einem konstanten Polradwinkel gefahren. Außerdem hat man nun die Möglichkeit, über eine gezielte Verdrehung der Durchflutungsrichtung den Blindleistungsbedarf der Maschine bei konstanter Wirkleistungsabgabe zu beeinflussen. Es ist somit also eine entkoppelte Wirk- und Blindleistungssteuerung bzw. -regelung möglich.

Wird der Rotor mit einem niederfrequenten Drehstrom gespeist, so fährt die Maschine, je nach Richtung des Drehfeldes, im über- oder untersynchronen Betrieb. Damit ist außerdem ein Energiefluß über den Rotor in beiden Richtungen verbunden (Bild 2.1). Die Rotorleistung errechnet sich hierbei zu $P_R = s \cdot P_{\text{mech}}$.

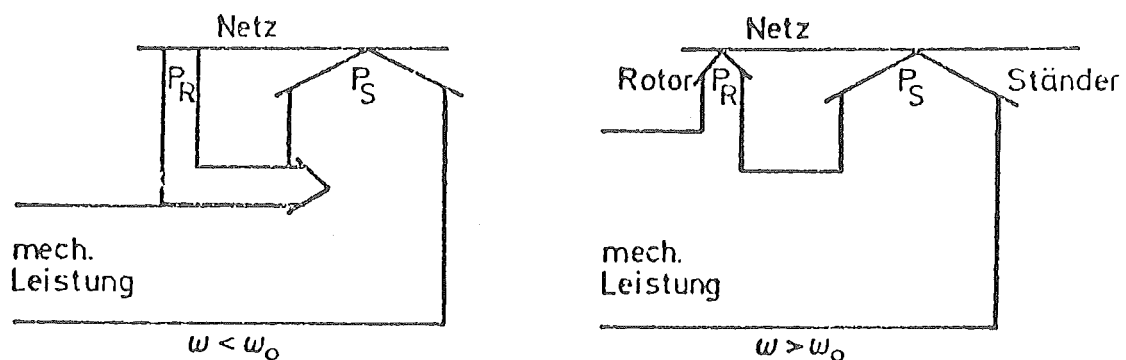


Bild 2.1

Somit ist es trotz variabler Generator-drehzahl möglich, die abgegebene Ständerleistung konstant zu halten. Dabei muß die Läuferdurchflutung bezüglich Frequenz und Phasenlage durch die Drehzahl und Winkellage des Rotors so gesteuert werden, daß Läufer- und Ständerdrehfeld ständig im Synchronismus bleiben. Die Maschine zeigt dann ein Betriebsverhalten ähnlich einer Asynchronmaschine.

2.2 Theoretische Behandlung der doppelgespeisten Asynchronmaschine

Es soll nun kurz ein Regelverfahren skizziert werden, das zu einer weitgehenden Entkopplung der magnetischen Vorgänge in der Längs- und Querachse führt.

Das mathematische Modell einer Asynchronmaschine umfaßt zwei komplexe Differentialgleichungen und zwei Gleichungen für die mechanische Bewegung. Eine Vereinfachung der Zusammenhänge läßt sich erreichen, wenn man die über Stromrichter geregelten Rotorströme als eingepreßt annimmt; damit ist die Spannungsgleichung des Rotorkreises ohne Einfluß auf die Dynamik der Maschinenregelung. Nach Umrechnung auf gleiche Windungszahl im Ständer und Läufer gelten folgende Gleichungen:

$$R_S \cdot \underline{i}_S + L_S \frac{d\underline{i}_S}{dt} + L_h \frac{d}{dt} (\underline{i}_R e^{j\varepsilon}) = \underline{u}_N, \quad (1)$$

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = m_{el} + m_m = \frac{2}{3} L_h I_m \left[\underline{i}_S \cdot \underline{i}_R e^{j\varepsilon} \right] + m_m, \quad (2)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \omega. \quad (3)$$

Für den eingepreßt angenommenen Rotorstrom soll gelten

$$\underline{i}_R = i_{Ra}(t) + j i_{Rb}(t) = |\underline{i}_R| e^{j\xi}, \quad (4)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \omega_2. \quad (5)$$

Im folgenden wird eine zweiphasige Rotorwicklung angenommen. Mit der Abkürzung

$$L_S = (1 + \sigma_s) \cdot L_h$$

läßt sich Gl.(1) in folgender Form schreiben:

$$R_S \cdot \underline{i}_S + L_h \frac{d}{dt} \left[(1 + \sigma_s) \underline{i}_S + \underline{i}_R e^{j\varepsilon} \right] = \underline{u}_N. \quad (6)$$

Der Ausdruck in eckigen Klammern wird als ein erweiterter Magnetisierungsvektor definiert

$$\underline{i}_{ms} = (1 + \sigma_s) \underline{i}_S + \underline{i}_R e^{j\varepsilon} = |\underline{i}_{ms}| e^{j\mu}, \quad (7)$$

$$\frac{d\mu}{dt} = \omega_{ms} \quad (8)$$

und zur Elimination des Ständerstromes herangezogen.

Mit Gl.(2,6) folgt

$$\frac{L_S}{R_S} \frac{di_{ms}}{dt} + i_{ms} = \frac{1 + \sigma_S}{R_S} \underline{u}_N + i_R e^{j\epsilon}, \quad (9)$$

$$m_{el} = \frac{2}{3} \frac{L_h}{(1 + \sigma_S)} \operatorname{Im} \left[i_{ms} \overline{i_R} e^{-j\epsilon} \right]. \quad (10)$$

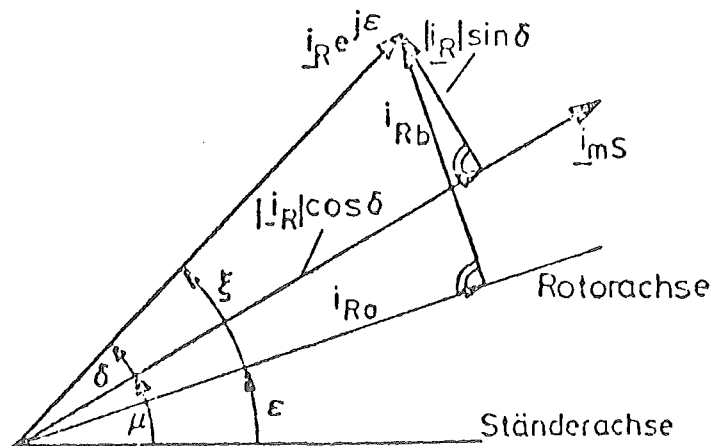
Durch Multiplikation mit $e^{-j\mu}$ wird Gl.(9) nun in ein bewegliches Koordinatensystem transformiert, das durch den Magnetisierungsstromvektor i_{ms} definiert ist. Nach Einführung der Polarkoordinaten für i_{ms} , i_R und \underline{u}_N entstehen daraus durch Aufspaltung in Real- und Imaginärteile die Gleichungen

$$\begin{aligned} \frac{L_S}{R_S} \frac{d}{dt} |i_{ms}| + |i_{ms}| = & - \frac{1 + \sigma_S}{R_S} \frac{3\sqrt{2}}{2} U_N \sin(\omega_0 t - \mu) + \\ & + |i_R| \cos(\epsilon + \xi - \mu), \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{L_S}{R_S} \omega_{ms} |i_{ms}| = & \frac{1 + \sigma_S}{R_S} \frac{3\sqrt{2}}{2} U_N \sin(\omega_0 t - \mu) + \\ & + |i_R| \cos(\epsilon + \xi - \mu), \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_{el} = - \frac{2}{3} \frac{L_h}{1 + \sigma_S} |i_{ms}| |i_R| \sin(\epsilon + \xi - \mu). \quad (13)$$

Bild 2.2 zeigt die verschiedenen Winkelbeziehungen. $\epsilon + \xi - \mu = \delta$ entspricht dem Lastwinkel der Maschine.



Die Größen

$$|i_R| \cos \delta \text{ und } |i_R| \sin \delta$$

Bild 2.2

verkörpern die auf den erweiterten Magnetisierungsstromvektor \underline{i}_{ms} bezogenen Längs- und Querkomponenten des Rotorstromvektors. Während die Längskomponente den Betrag des Magnetisierungsstromes steuert, beeinflusst die Querkomponente die Winkelgeschwindigkeit ω_{ms} des Magnetisierungsstromvektors und das Drehmoment.

Werden nun diese beiden Rotorstromkomponenten unabhängig voneinander verändert, so findet eine entkoppelte Steuerung für die Blind- und Wirkleistung des Ständers oder für die Spannung und das Drehmoment der Maschine statt.

Nach einigen Umformungen und entsprechender Normierung mit den Nennwerten der Maschine erhält man schließlich folgendes Gleichungssystem:

$$T_S \frac{di_{ms}}{dt} + i_{ms} = (1 + \sigma_s) \left[\frac{1}{r_s} u_{Nd} + \frac{2}{3} K_o i_{Rd} \right], \quad (14)$$

$$\frac{1}{\omega_o} \frac{d\mu}{dt} = \frac{\omega_{ms}}{\omega_o} = \frac{1 + \sigma_s}{x_d i_{ms}} \left[u_{Nq} + \frac{2}{3} r_s \cdot K_o i_{Rq} \right]. \quad (15)$$

Die Ständerzeitkonstante ist

$$T_S = \frac{L_S}{R_S} = \frac{1}{r_s} x_d \frac{1}{\omega_o}. \quad (16)$$

Außerdem gilt mit $\omega_o m_o = 3 U_{So} I_{So} \cos \varphi_o$

$$\frac{m_{el}}{m_o} = - \frac{2}{3} \frac{K_o x_d}{1 + \sigma_s} \frac{1}{\cos \varphi_o} i_{ms} i_{Rq}. \quad (17)$$

Hierbei ist x_d die normierte Synchron-Reaktanz

$$x_d = \omega_o L_S \frac{I_{So}}{U_{So}} = \frac{\omega_o \cdot L_S}{Z_{So}}$$

und K_o das Verhältnis des Ständer-Kurzschlußstromes bei Nennerregung zum Nennstrom.

Diese Zusammenhänge sind in Bild 2.3 in Form eines Blockschaltbildes dargestellt. Die normierten Eingangsgrößen dieses Maschinenmodelles sind die beiden Rotorströme, die Netzspannung und das Antriebsdrehmoment. Die im über- oder unter-synchronen Betrieb sinusförmig verlaufenden Strom-Sollwerte sind von der übergeordneten Regelschaltung bereitzustellen.

Die für die Regelung erforderlichen Meßgrößen sind bei einer doppelt gespeisten Maschine sämtlich verfügbar (\underline{i}_S , \underline{u}_S , \underline{i}_R , ω , ϵ) oder lassen sich leicht daraus ableiten (i_{ms} , μ , $\sin(\epsilon - \mu)$, $\cos(\epsilon - \mu)$).

Für diese Aufgaben bietet sich vor allem der Einsatz eines Mikrorechners an.

In Bild 2.3 ist beispielhaft gezeigt, wie die feldorientierte Regelung durch einen auf i_{Rq} wirkenden Momentenregler und einen über i_{Rd} eingreifenden Spannungsregler aussehen könnte.

Die begrenzte Dynamik und der eingeschränkte Stellhub des Direktumrichters bedingen für eine verbesserte Dynamik der Stromregelung eine Umschaltung der für $s \neq 0$ induzierten Rotorspannung, die als Störgröße aufgefaßt werden kann. In Bild 2.4 ist dieses skizziert, außerdem ist noch angedeutet, wie die Restverzögerung der Stromregelung durch ein lineares Vorhalteglied am Sollwert-eingang weiter reduziert werden kann.

2.3 Auslegung des Leistungsteiles der Rotoreinspeisung

Für die Speisung des Rotors der doppelt gespeisten Asynchronmaschine wird eine gemäß Bild 2.5 gezeichnete Direktumrichterschaltung gewählt. Diese Schaltung setzt sich aus drei antiparallelen Stromrichterbrücken zusammen, die über einen Transformator mit dem Netz verbunden sind. Die Stromrichterbrücken werden in Stern geschaltet. Der Direktumrichter läßt je nach Phasenfolge (über- oder untersynchroner Betrieb) einen Leistungsfluß in beiden Richtungen zu. Der Sternpunkt der Rotorwicklung wird nicht angeschlossen.

Der Trafo hat zum einen die Aufgabe, die Netzspannung auf die für die Regelung maximal notwendige Rotorspannung herunterzusetzen, zum anderen verhindert er die Ausbildung von Ausgleichsströmen zwischen den drei Stromrichterbrücken.

Bei den drei Phasen des Direktumrichters handelt es sich um handelsübliche 4-Quadrant-Stromrichter-Baugruppen, die sich aus einem Leistungsteil, einer Überwachungs- und Istwerterfassungseinrichtung sowie einer Ansteuerlogik zusammensetzen. Die Ansteuerung der einzelnen Stromrichterbrücken erfolgt bei dem geplanten Versuchsaufbau über einen Mikrorechner, der aus den Ist- und Sollwerten des gesamten Regelkreises die drei um 120° elektrisch versetzten Stellsignale berechnet. Die Stromrichterbrücken und der Trafo werden im Interesse einer flexiblen Versuchsdurchführung mit einer Leistungsreserve ausgewählt. Damit

soll erreicht werden, daß auch ungünstige Betriebsfälle erprobt werden können, wie z.B. das Ausregeln eines Momentenstoßes von doppeltem Nennwert bei einem Schlupf von 15%. Um das Verhalten auch bei Schlupfwerten $> 15\%$ untersuchen zu können und die Regeldynamik nicht durch Stellbegrenzungen einzuschränken, wurde die Transformatorausgangsspannung für den 21fachen Wert der Rotor-Gleichspannung im Synchronismus ausgelegt (der Faktor 21 wurde aus einer Simulation entnommen). Um die erforderlichen Grenzwerte ermitteln zu können, wird vor die Primärwicklung ein vorhandener Stelltrafo geschaltet, mit dem die Deckenspannung kontinuierlich heruntergefahren werden kann.

2.4 Realisierung des Regelkonzeptes mittels Mikrorechner

2.4.1 Hardware-Übersicht

Für den Aufbau der Regelung der doppelt gespeisten ASM (Bild 2.6) wird die im Institut entwickelte Rechnerkarte mit einem Mikroprozessor Intel 8085 entsprechend Bild 2.7 erweitert. Dieser Aufbau erlaubt eine einfache Bedienung und Überwachung aller Regelkreise. Im Interesse einer hohen Abtastfrequenz wurde bei dem Entwurf des Rechnersystems darauf geachtet, daß zeitintensive Operationen möglichst hardwaremäßig ausgeführt werden. So werden z.B. die Multiplikationen von einem schnellen 8x8-Bit-Hardware-Multiplizierer ausgeführt und die Phasenreduktion und Phasenaufspaltung durch einfache Anlogschaltungen realisiert.

Die Istwerterfassung der Rotor- und Ständerströme erfolgt über Hall-Generatoren, deren Signale im Sinne eines großen Störspannungsabstandes entsprechend verstärkt werden. Für die Lage- und Drehzahlerfassung wurde ein Winkeldekoder an der Motorachse befestigt, der eine maximale Auflösung von $0,1^\circ$ zuläßt. Diese Istwerte werden entsprechend den Erfordernissen des Regelalgorithmus aufbereitet, gesiebt und über I/O-Ports dem Rechner zugeführt. Die Schnittstelle zwischen dem Analog- und Digitalteil wird dabei so gewählt, daß möglichst wenige Größen über die relativ zeitaufwendigen AD/DA-Umsetzer geleitet werden müssen.

Um eine umfangreiche Bewertung des dynamischen Verhaltens des Regelkreises und seiner Größen zu ermöglichen, können die interessierenden Größen auf Wunsch extern aufgezeichnet werden. Hierfür ist eigens ein analoges Ausgabe-Port aufgebaut worden.

2.4.2 Software-Übersicht

In Kürze wird ein Programm fertiggestellt werden, das die in Bild 2.8 eingetragene Struktur besitzt. Der Mikroprozessor übernimmt demzufolge die Berechnung der Istwerte für das elektrische Moment und die Spannung, die Berechnung der induzierten Rotorspannung (Störspannung) und deren Aufschaltung als auch die Transformationen zwischen den einzelnen Koordinatensystemen. Die für die Regelung erforderlichen PI-Regler können durch einfache Regelalgorithmen softwaremäßig ausgeführt werden. Der gesamte Programmablauf wird durch die erforderlichen Mindestabstastwerte der einzelnen Teilregelkreise in seiner zeitlichen Abfolge bestimmt, wobei außerdem eine große Rechengenauigkeit angestrebt werden muß. Als Ausgangsgröße werden die Soll-Rotorspannungen im a,b-System an die Phasenaufspaltung und den folgenden Direktumrichter übergeben.

3 Übersynchrone Stromrichtererkaskade

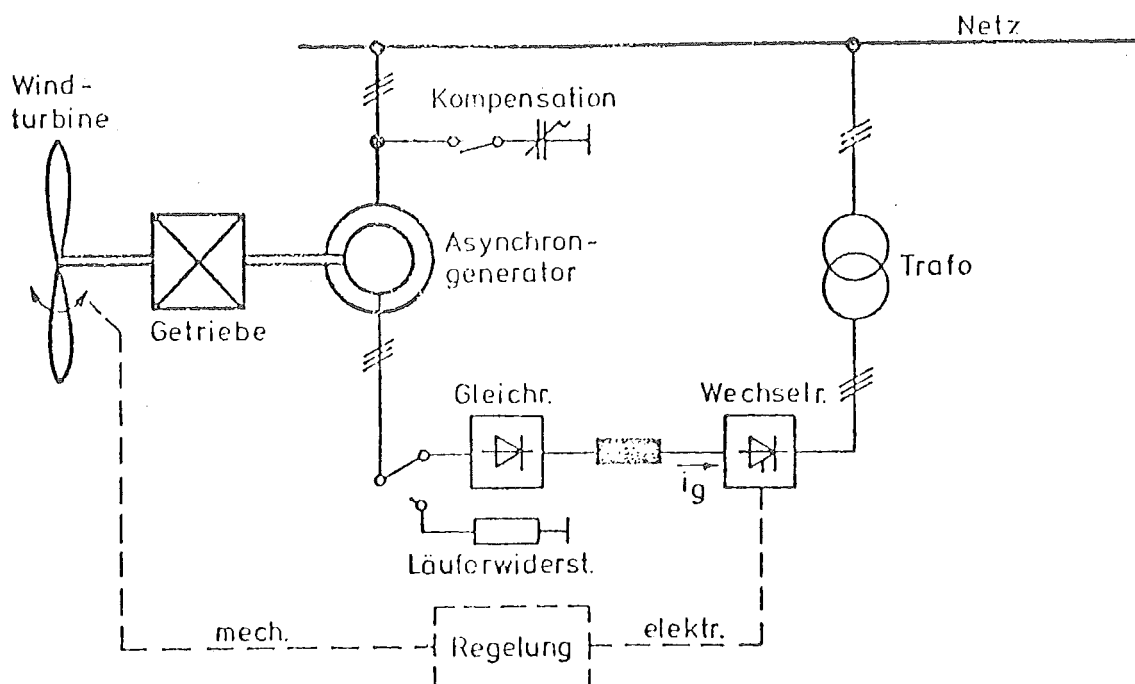


Bild 3.1: Windenergieanlage mit übersynchroner Stromrichtererkaskade

Als Generator wird eine Schleifringläufer-ASM eingesetzt, die nur im übersynchronen Drehzahlbereich ($\frac{n}{n_0} > 1$) arbeitet. Die Schlupfleistung $s \cdot P_{\text{mech}}$ wird über einen Gleichstromzwischenkreis in das Netz eingespeist, d.h. im Rotorkreis ist - im Gegensatz zur Anlage aus Abschnitt 2 - nur eine Leistungsrichtung möglich. Das

Läuferdrehfeld ist in der Stromamplitude beeinflussbar (durch Regelung des Zwischenkreisstromes i_g über den Wechselrichter), Phasenlage und Frequenz werden jedoch von dem Ständerdrehfeld und der Rotordrehzahl bestimmt, d.h. es kann nur die Wirkleistung geregelt werden. Sowohl die Maschine als auch der Wechselrichter nehmen induktiv Blindleistung vom Netz auf, die gegebenenfalls mit steuerbaren Kondensatoren kompensiert werden kann. Der Stromrichter-aufwand ist gering (6 Dioden, 6 Thyristoren), und als Überlast- bzw. Überdrehzahlenschutz ist eine Umschaltung des Läuferkreises auf Widerstände möglich.

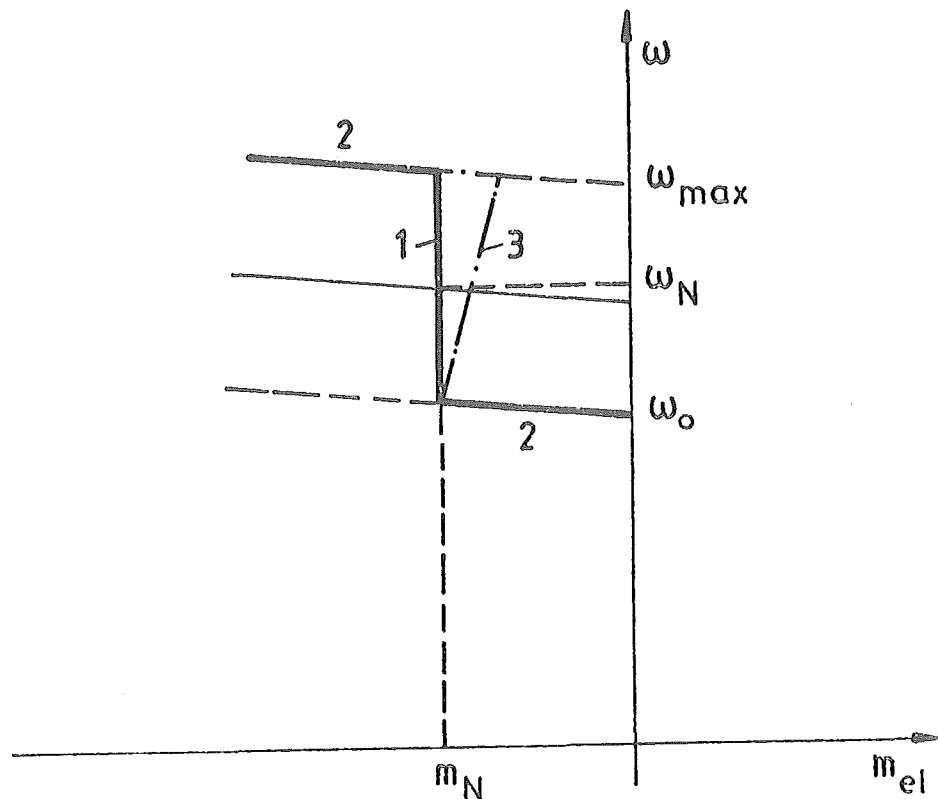


Bild 3.2: Kennlinienfeld der übersynchronen Stromrichter-kaskade, Generatorbetrieb

Der Drehzahlbereich wird so festgelegt, daß die rotierenden Massen bei maximaler Abweichung vom Nennpunkt in der Lage sind, die gleiche kinetische Energie aufzunehmen bzw. abzugeben. Im normalen Betriebsbereich befindet sich die Anlage somit auf der Kennlinie 1 von Bild 3.2. Wird eine Grenzdrehzahl erreicht, so muß die in das Netz abgegebene Leistung verändert werden (Kennlinien 2 u. 2'). Für Anlagen mit größerem Schlupf ist es evtl. erforderlich, die Gesamtleistung (P_{stat} und P_{rotor}) konstant zu halten. Dann wäre es erforderlich, das Moment gemäß Kennlinie 3 mit steigender Drehzahl zurückzunehmen. Die dadurch erschwerten Stabilitätsbedingungen sollen mit einem digitalen Simulationsprogramm überprüft werden.

4. Gegenwärtiger Stand und weiteres Vorgehen

Für die doppelt gespeiste Asynchronmaschine wurde ein Rechner-Programm entwickelt, das unter Berücksichtigung der unstetigen Arbeitsweise der Stromrichter das dynamische Verhalten des geregelten Generators nachbildet. Die Ergebnisse sollen mit praktischen Laborversuchen verglichen werden, um eine spätere Verallgemeinerung zu ermöglichen. Der in Bild 2.7 dargestellte Rechneraufbau mit Peripherie ist gerätemäßig fertig und befindet sich z. Zt. in der Testphase. Zur ersten Erprobung ist eine kleine 1,7 kW-ASM aus Eigenmitteln aufgebaut, die mit einem selbstentwickelten Transistor-Wechselrichter im Rotorkreis gespeist wird. Diese Zwischenstufe ist eingelegt worden, um die langen Lieferzeiten für den Direktumrichter zu überbrücken. Damit wird es möglich, das Betriebsprogramm im kommenden Berichtshalbjahr zu erstellen und schrittweise zu erproben. Beim geplanten Übergang auf die größere Maschine (22 kW) kommen die Probleme des Direktumrichters hinzu, die durch diese Vorgehensweise zunächst abgetrennt werden können.

Für die übersynchrone Stromrichter-kaskade wird z. Zt. ein Rechenprogramm erstellt, mit dem parallel zum entsprechenden Versuchsaufbau das dynamische Verhalten untersucht werden soll. Da sowohl für die doppeltgespeiste ASM als auch für die Stromrichter-kaskade die gleiche Maschine eingesetzt wird, läßt sich ein direkter Vergleich beider Verfahren durchführen.

Anstelle der Windturbine wird eine Gleichstrommaschine zum Antrieb eingesetzt, der ein der Turbine entsprechender Momentenverlauf eingeprägt wird. Zunächst können Testfunktionen (Sprung, Rampen) vorgegeben werden, später sollen die von der GHK ermittelten Drehmomentverläufe als Sollwerte dienen.

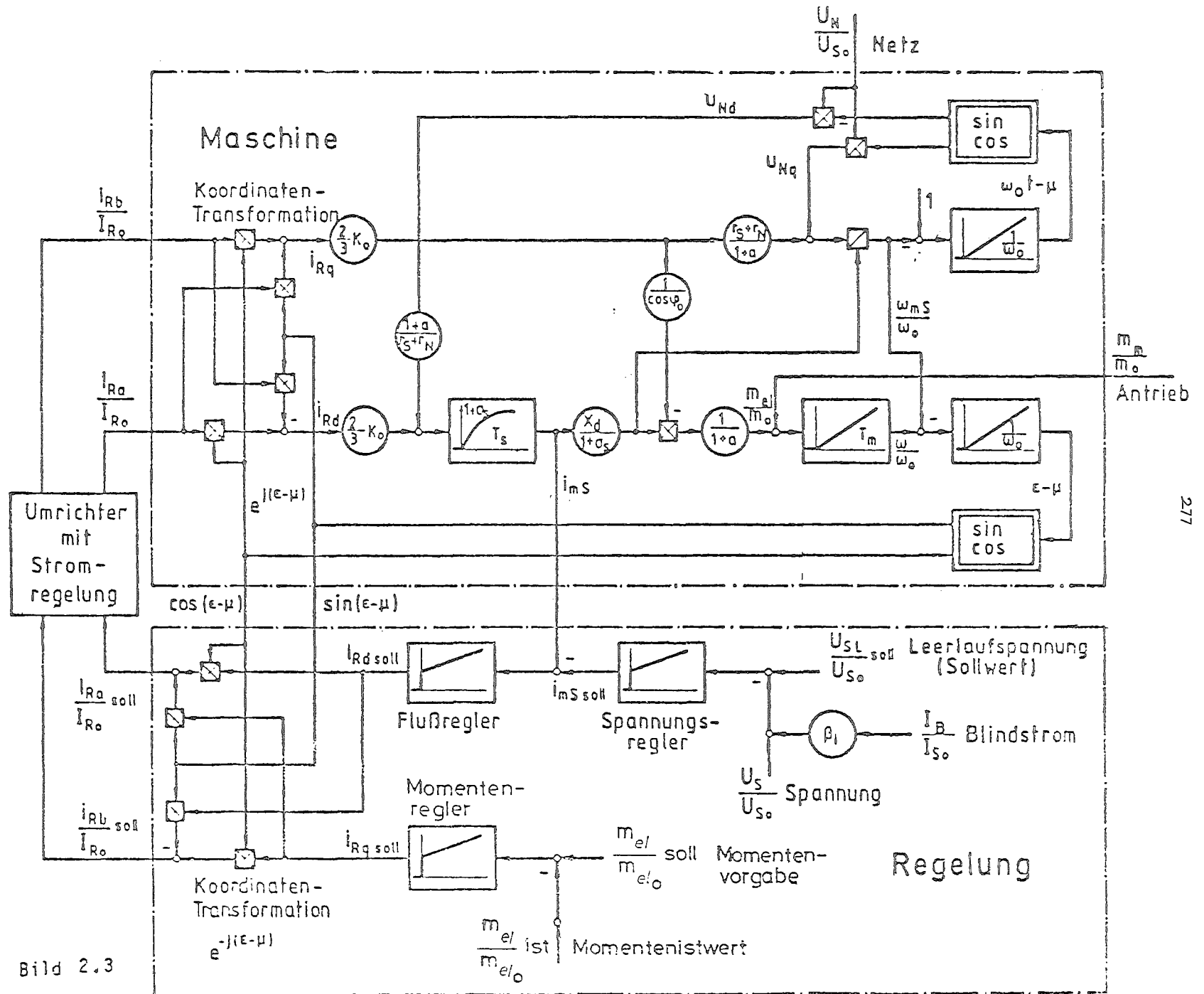


Bild 2.3

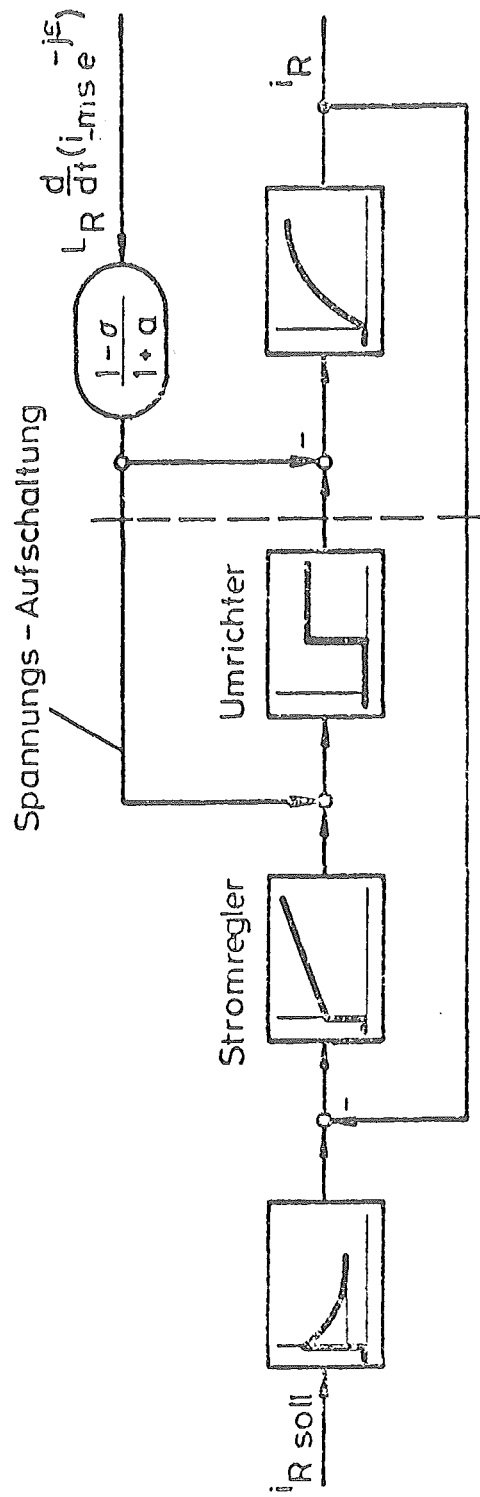


Bild 2.4

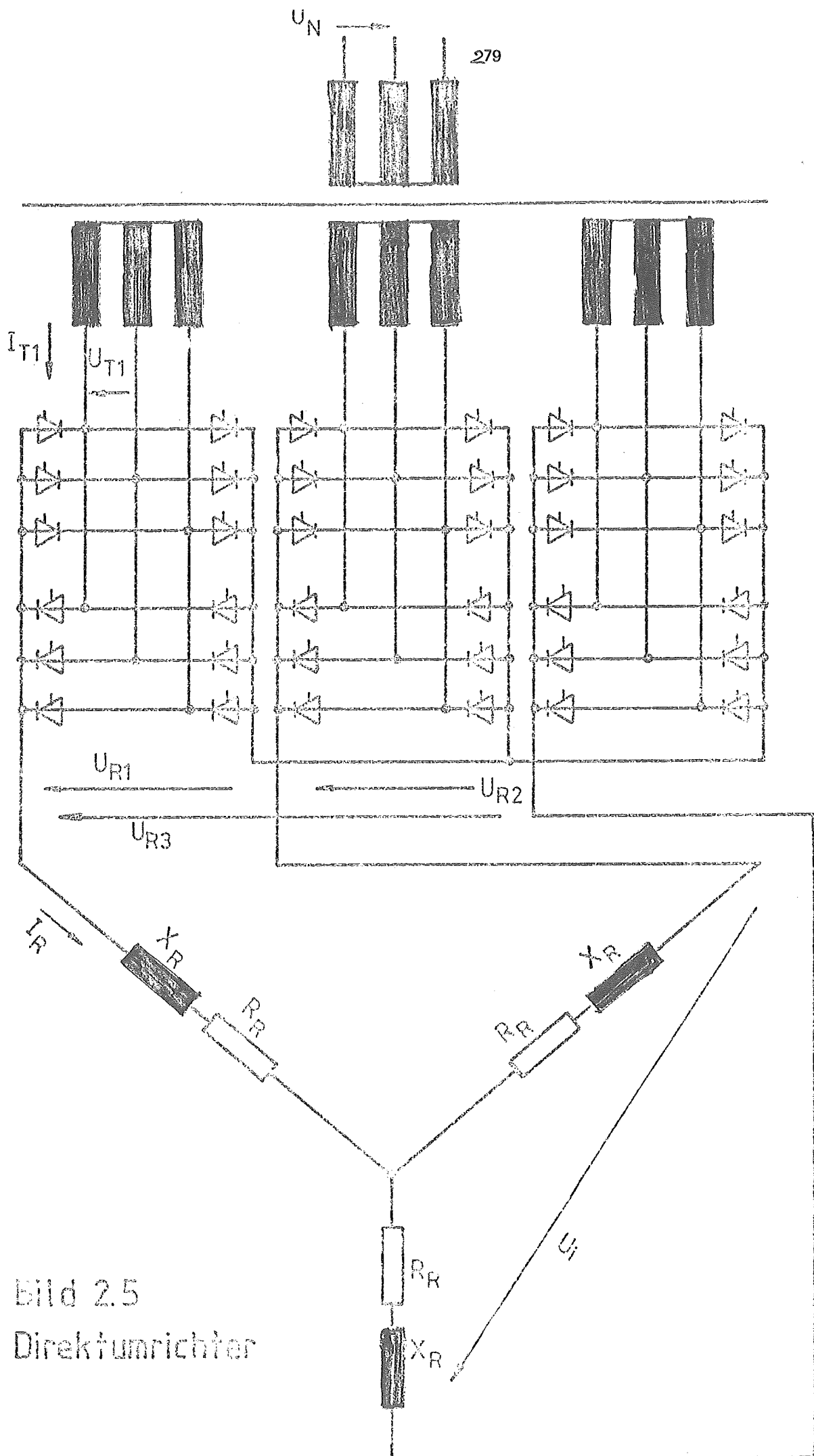


Bild 2.5

Drehstromrichter

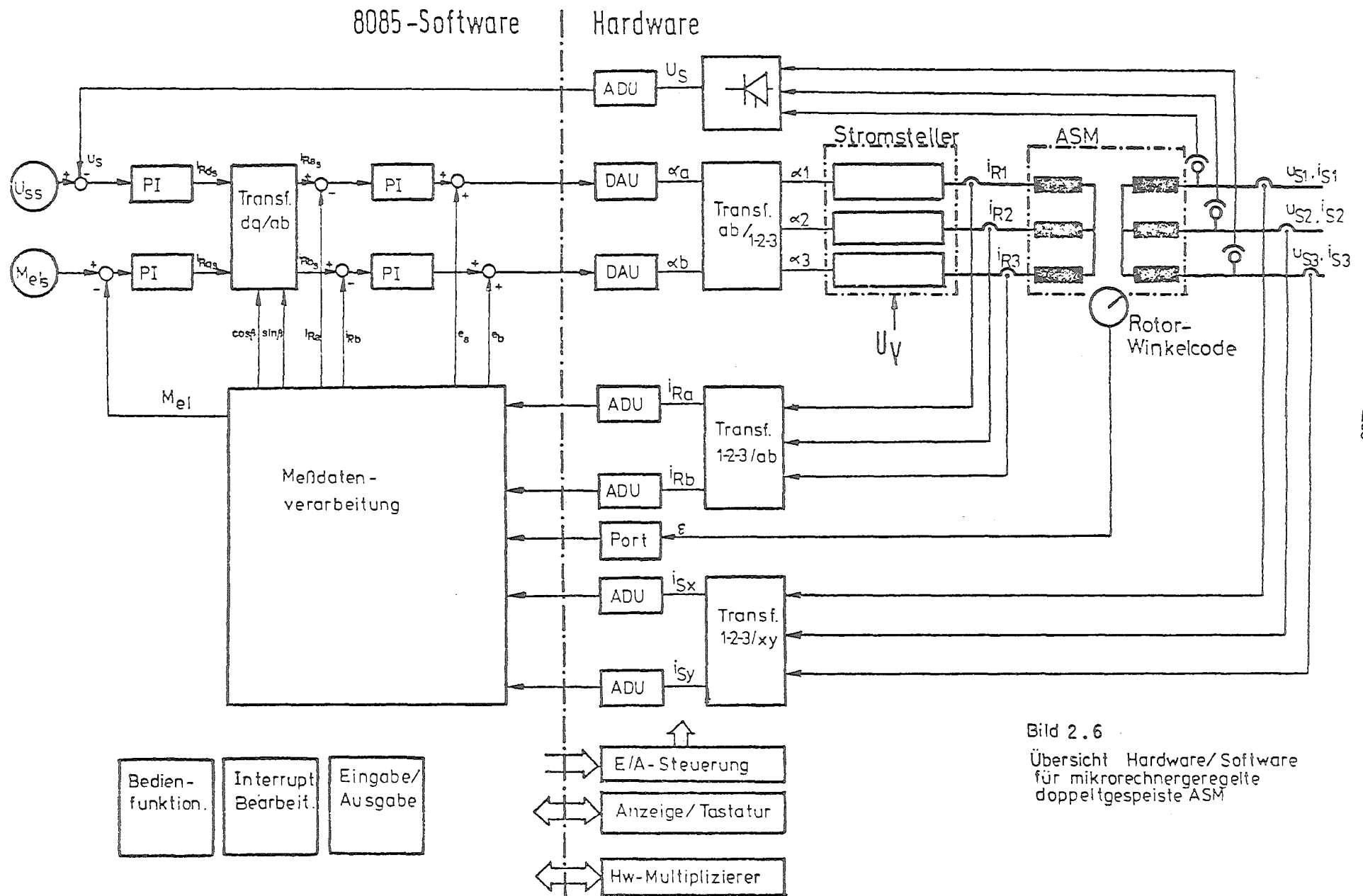


Bild 2.6
Übersicht Hardware/Software
für mikrorechnergeregelte
doppeltgespeiste ASM

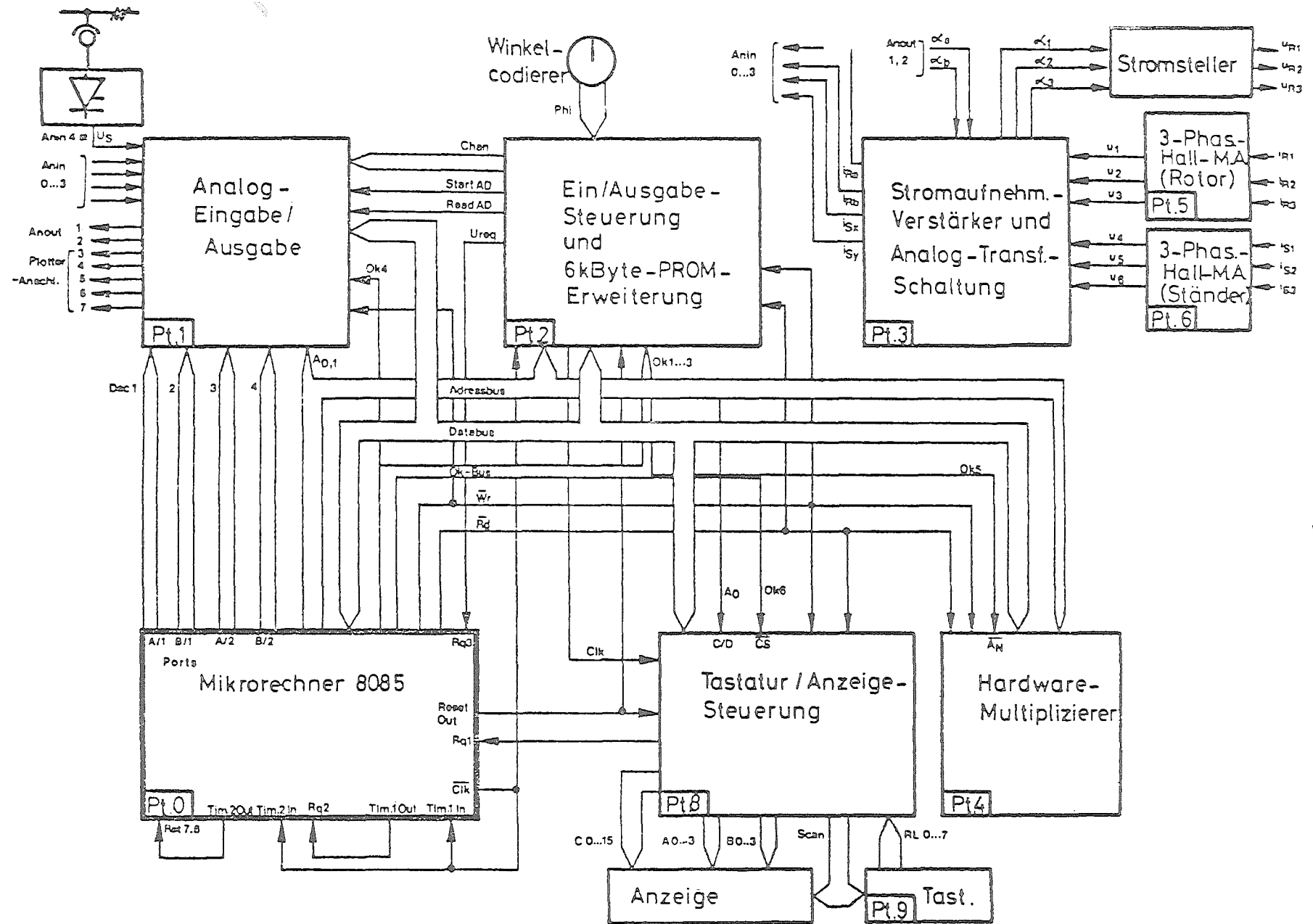


Bild 2.7 Hardware-Übersicht: Regelung einer doppeltespeisten ASM mit Mikrorechner 8085

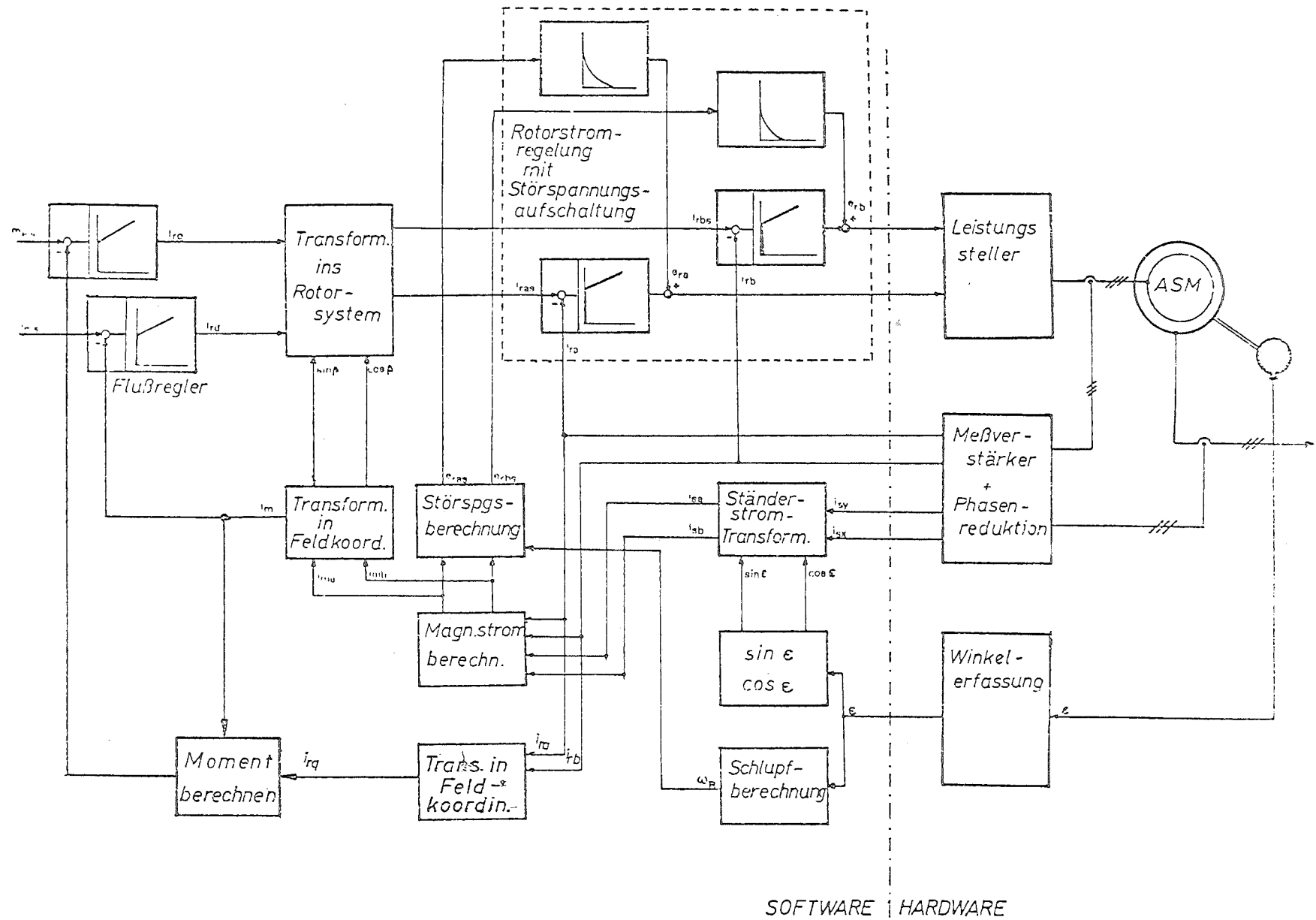


Bild 2.8: Blockschaltbild einer Mikrorechner-Generatorregelung

TU Braunschweig

Analyse verschiedener Energiewandler (II)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Simulation eines doppeltgespeisten Drehfeldgenerators
 - 2.1 Simulation des geschlossenen Regelkreises
 - 2.2 Simulation des Windenergieangebotes und der Massenträgheit des Generatorsatzes
 - 2.3 Auslegung der Regler
3. Simulationsergebnisse
 - 3.1 Sprungantwort des Generators im Synchronismus
 - 3.2 Abbremsen des Generators aus dem Synchronismus in die minimale Drehzahl
 - 3.3 Spannungs-Istwert- und -Sollwertsprung im asynchronen Betrieb
- 4.1 Aktueller Stand des Versuchsaufbaues
- 4.2 Meßergebnisse
5. Weiteres Vorgehen
6. Übersynchrone Stromrichteraskade
 - 6.1 Wirkungsweise
 - 6.2 Berechnungen im stationären Betrieb

7. Simulation der übersynchronen Stromrichter-kaskade

7.1 Differentialgleichungen des Gleichstromzwischenkreises

7.2 Differentialgleichungen des Rotorkreises

7.3 Verknüpfung der Differentialgleichungen des Rotors mit denen des Zwischenkreises

7.4 Statorgleichung und mechanische Bewegungsgleichung

8. Dimensionierung des Stromreglers

9. Simulationsergebnisse

9.1 Betrieb der Kaskade im Nennpunkt

9.2 Sprungantwort bei einer Änderung des Stromsollwertes i_{gs}

9.3 Sprungantwort für eine Änderung der zugeführten mechanischen Leistung

10. Weiteres Vorgehen

Analyse verschiedener Energiewandler

1. Einleitung

Im 1. Bericht wurden die zu untersuchenden Generatoren und ihre Regelung beschrieben und miteinander verglichen. Theorie und Laboraufbau der doppeltgespeisten Drehfeldmaschine wurden ausführlich dargestellt.

In diesem Bericht (II) sollen zunächst die digitalen Simulationsergebnisse der doppeltgespeisten Drehfeldmaschine erläutert werden. Anschließend werden die mit dem Laboraufbau gewonnenen Meßprotokolle beschrieben. Weiterhin enthält der Bericht eine ausführlichere Darstellung der Theorie und Simulationsergebnisse für die übersynchrone Stromrichter-kaskade.

2. Simulation eines doppeltgespeisten Drehfeldgenerators

Die Differentialgleichungen der doppeltgespeisten Drehfeldmaschine und das Blockschaltbild des gesamten Regelkonzeptes können dem 1. Zwischenbericht entnommen werden. Bild 2.1 zeigt ein vereinfachtes Schaltbild.

2.1 Simulation des geschlossenen Regelkreises

Für eine möglichst getreue Nachbildung der dynamischen Eigenschaften des Generators werden die Differentialgleichungen der Drehfeldmaschine und des Netzes mit den jeweiligen Zuständen des Direktumrichters verknüpft.

Um den rechentechnischen Aufwand zu begrenzen, werden folgende Vereinfachungen eingeführt:

1. Die Ausgangsspannung des Direktumrichters setzt sich, abhängig vom Steuerwinkel α , aus Ausschnitten einer Sinusfunktion zusammen, die Kommutierungsvorgänge werden vernachlässigt.
2. Die Sperrzeit beim Nulldurchgang der Ströme wird nicht berücksichtigt.

Das gesamte Blockschaltbild des Regelkonzeptes ist in Bild 2.3 des ersten Zwischenberichtes dargestellt.

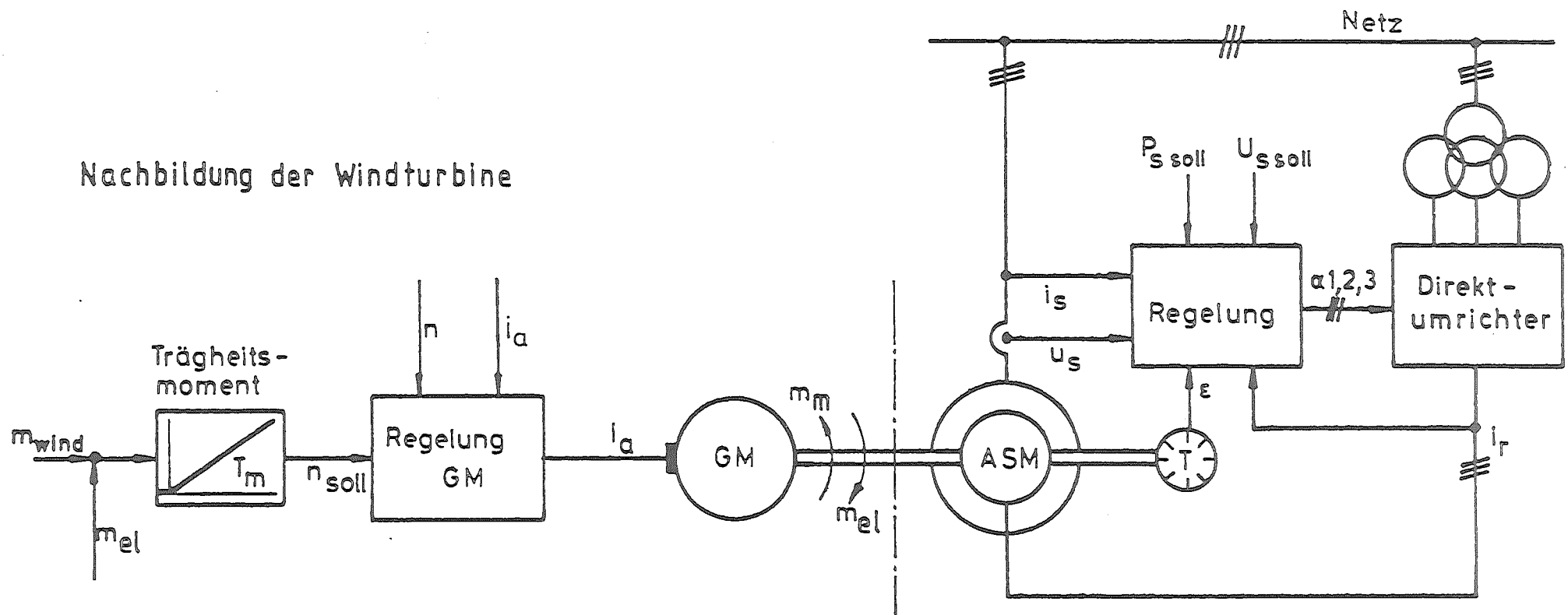


Bild 2.1: Blockschaltbild des Laboraufbaues mit doppeltgespeister Drehfeldmaschine

2.2 Simulation des Windenergieangebotes und der Massenträgheit des Generators

Um den Betrieb einer realen Windkraftanlage näherungsweise nachfahren zu können, müssen für die Labormaschine die Dynamik des Windes und das Massenträgheitsmoment des realen Windenergiekonverters nachgebildet werden. Dieses erreicht man durch eine entsprechende Regelung des Gleichstrommotors, der die Drehfeldmaschine antreibt und so das simulierte schwankende Energieangebot des Windes an den Generator weitergibt. Bild 2.1 zeigt vereinfacht die Regelung der Gleichstrommaschine. Über eine geeignete Wahl der Integrationszeitkonstanten T_m können die Trägheitsmomente der realen Anlage nachgebildet werden.

2.3 Auslegung der Regler

Alle Regler (siehe Bild 2.3 des ersten Zwischenberichtes) werden im synchronen Leerlauf unter Annahme vollständiger Entkoppelung bestimmt. Da die Strecken höherer Ordnung sind, kann die theoretische Auslegung an Hand der Ersatzzeitkonstanten nur Anhaltspunkte liefern. Die endgültige Dimensionierung erfolgt experimentell bei der Simulation.

3. Simulationsergebnisse

Bild 3.1a und 3.1b zeigen die für die Versuchsanlage berechneten und auf die Nenngrößen normierten Simulationsergebnisse, wobei der Regelkreis mehreren Störungen ausgesetzt wird.

3.1 Sprungantwort des Generators im Synchronismus

Der Generator befinde sich für $t < 0$ im synchronen Leerlauf, d. h., die Rotorströme und Rotorspannungen sind Null. Zum Zeitpunkt $t = 0$ werden dem Spannungs- und Momentenregler die Nenngrößen des Generators sprungförmig als Sollgrößen vorgegeben; gleichzeitig wird das elektrische Moment des Generators in gleicher Größe vorgegeben. Die Drehzahl der Maschine bleibt damit etwa konstant.

Die Diagramme a, b in Bild 3.1a zeigen die Ausbildung der 2-phasigen Rotorströme. Die realen 3-phasigen Rotorströme können Diagramm c entnommen werden.

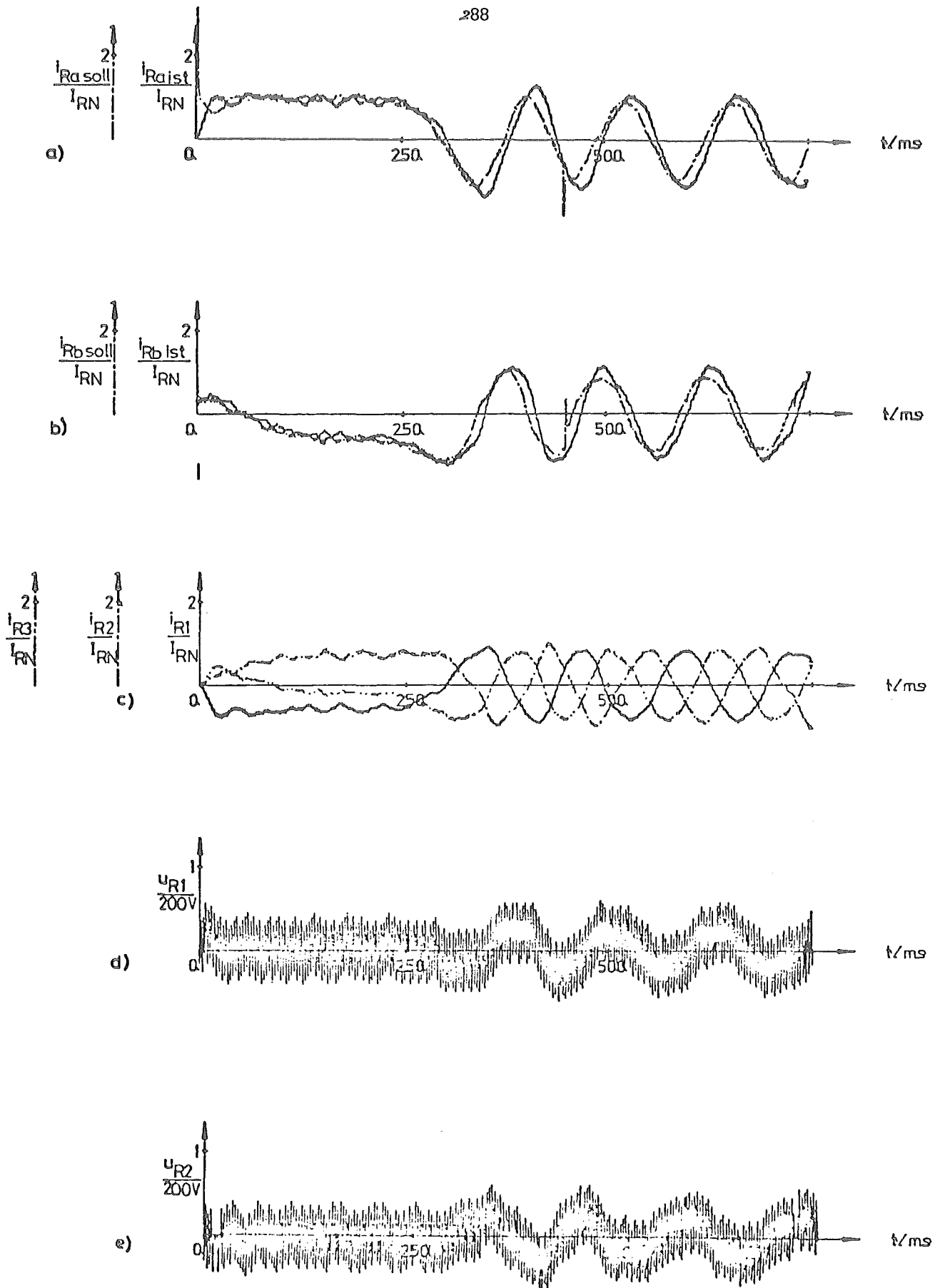


Bild 3.1a: Dynamisches Verhalten der doppel gespeisten Drehfeldmaschine (Simulation)

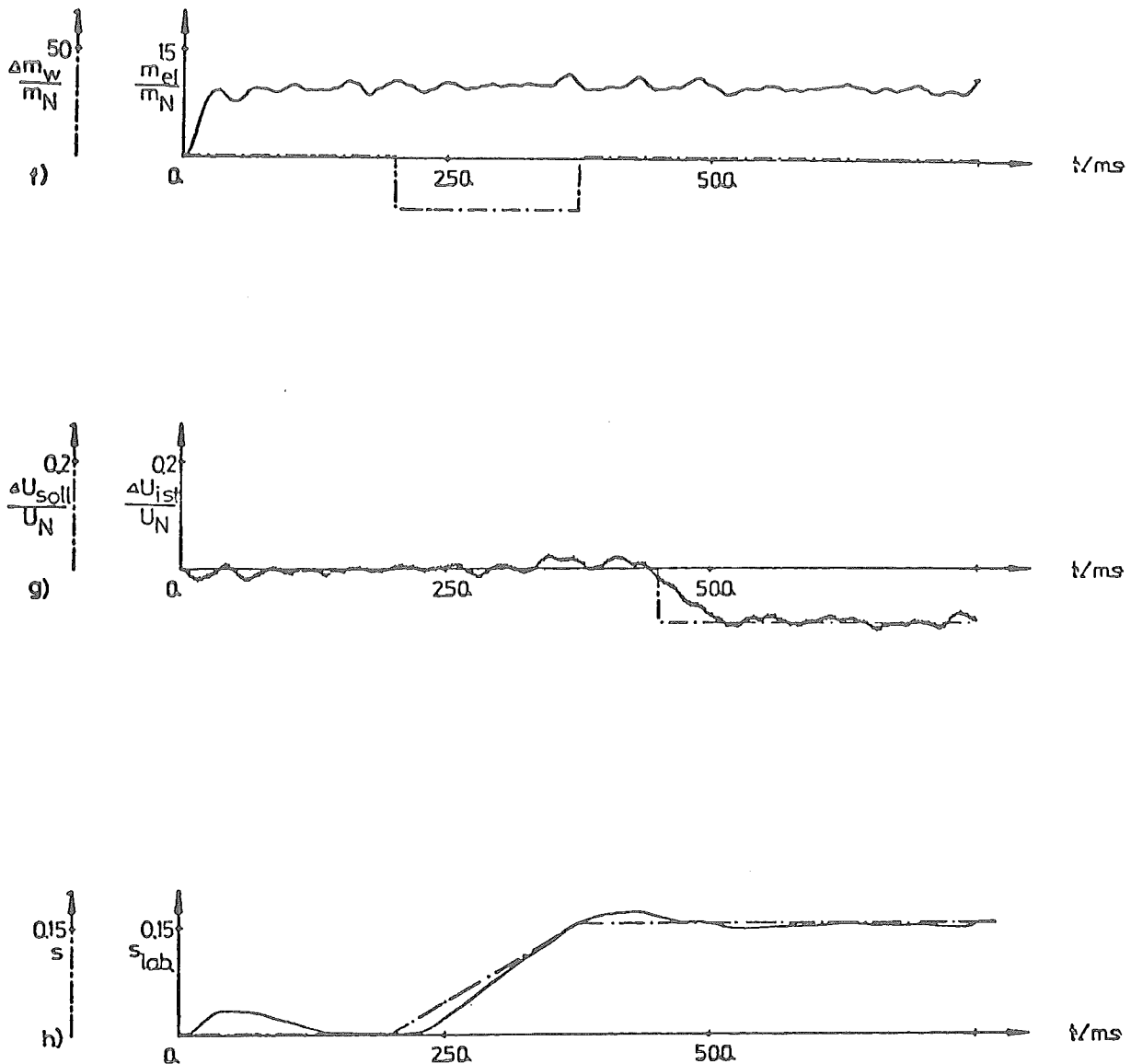


Bild 3.1b: Fortsetzung von Bild 3.1a

Zwei der 3-phasigen Rotorspannungen sind d, e zu entnehmen. Das elektrische Moment m_{el} und die Spannung $\Delta U_{ist} = U_{soll} - U_{ist}$ haben bereits nach ca. 100 ms einen stationären Zustand erreicht (Diagramme f, g); Diagramm h zeigt den Schlupf s der Maschine. Die strichpunktierte Linie gibt den Schlupf des Windenergiekonverters wieder. Die Differenz zwischen dem elektrischen Moment und dem Moment des Windrades, die sich während des Einschwingvorganges des Regelkreises ergibt, reicht nicht aus, um die Maschine nennenswert zu beschleunigen. Dies wird mit der Laboranlage zwar nicht ganz erreicht (siehe Diagramm h,

Kurve s_{lab}), doch kommt das dynamische Verhalten des nachgebildeten Windenergiekonverters dem der realen Anlage recht nahe.

3.2 Abbremsen des Generators aus dem Synchronismus in die minimale Drehzahl

Der Generator wird mit dem 25-fachen des Nennmomentes innerhalb von 175 ms auf seine minimale Drehzahl abgebremst. Die Diagramme f und g zeigen, daß diese Störgröße von den Reglern schnell ausgeregelt wird und daß die Momenten- und Spannungsregelung entkoppelt sind. Auf dem Rotor wird durch die Regelung ein schlupffrequenter sinusförmiger Drehstrom eingeprägt (c).

3.3 Spannungs-Istwert- und -Sollwertsprung im asynchronen Betrieb

Der Generator befindet sich in untersynchronem Betrieb ($s = 15 \%$). Für $t > 450$ ms werden die Netzspannung und der Sollwert des Spannungsreglers um 10 % reduziert. Diagramm g läßt erkennen, daß die Ständerspannung bereits nach ca. 70 ms auf den neuen Sollwert eingeschwungen ist. Ein Vergleich zwischen dem elektrischen Moment und der Ständerspannung zeigt, daß die beiden Regelkreise auch für diesen Störfall die gewünschte Entkopplung aufweisen.

4.1 Aktueller Stand des Versuchsaufbaues

Eine detaillierte Beschreibung des Mikrorechneraufbaues und des Leistungsteils erfolgte bereits im 1. Bericht. Inzwischen wurden die einzelnen Komponenten in Betrieb genommen und entsprechend der in Bild 2.1 dargestellten Struktur zusammengeschaltet. Der Aufbau und die Inbetriebnahme des Direktumrichters verursachten wegen des nicht angeschlossenen Sternpunktes einige Schwierigkeiten.

Für die Regelung der doppeltgespeisten Drehfeldmaschine wurde ein ASSEMBLER-Programm erstellt und mit Hilfe des Laboraufbaues geprüft. Dabei konnten für die beiden unterlagerten Stromregler eine Abtastzeit von 2,5 ms und für den Momenten- und Flußregler eine Abtastzeit von 5 ms erreicht werden.

Die ersten Ergebnisse mit dieser geregelten Drehfeldmaschine konnten im Oktober auf der INTERKAMA 80 vorgeführt werden. Bild 4.1 zeigt den Messestand des Instituts für Regelungstechnik während der Aufbauphase. Auf dem Bild sind

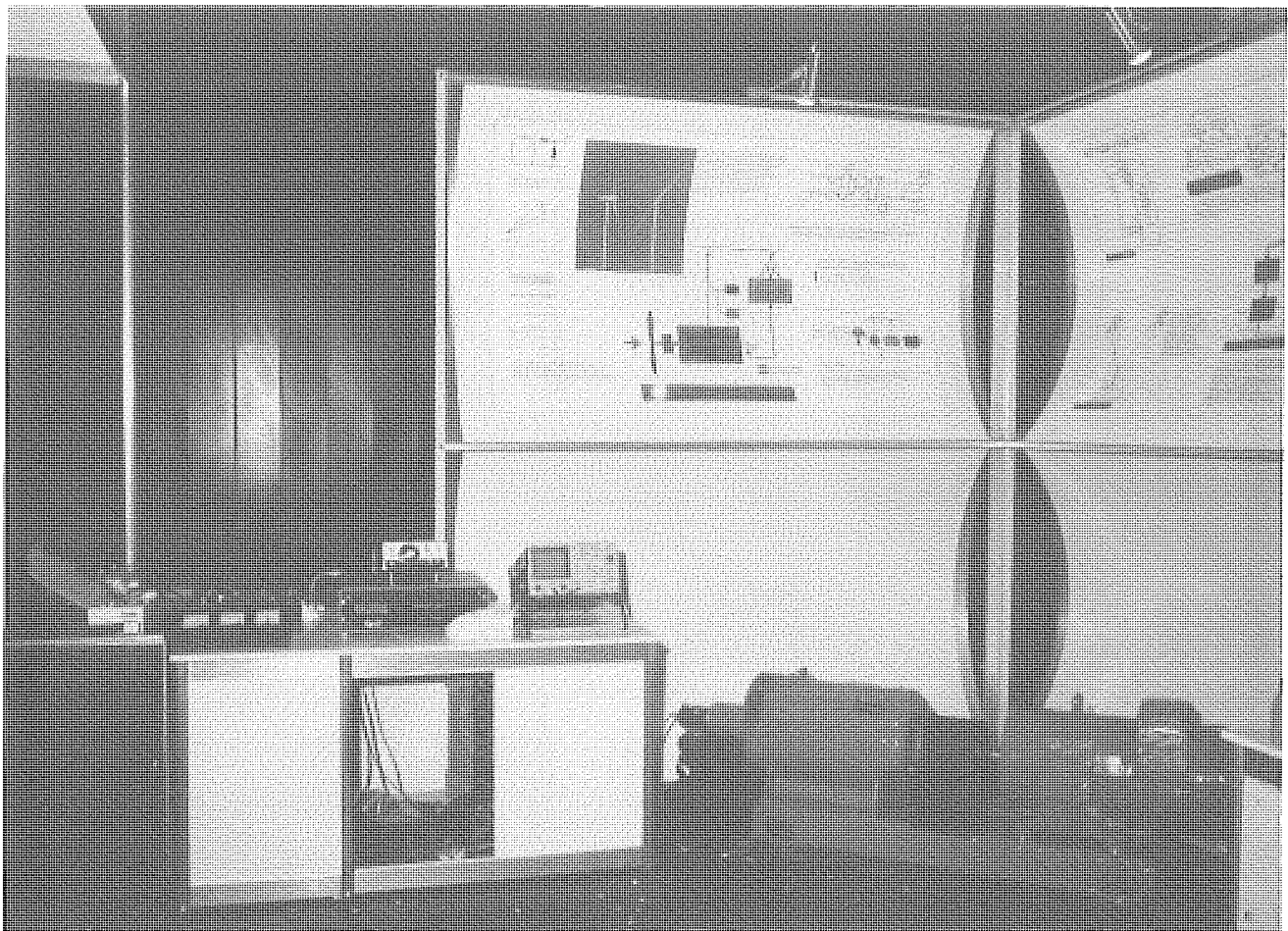
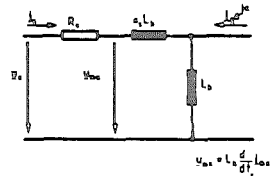


Bild 4.1: Messestand der doppeltgespeisten Drehfeldmaschine (INTERKAMA 80)

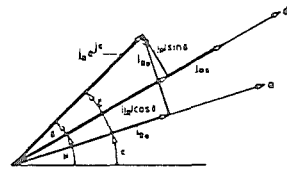
der 22-kW-Maschinensatz, die Regeleinheit und auf der linken Seite der Umrichterschrank für die Gleichstrommaschine abgebildet. Der Direktumrichter ist auf dem Bild nicht sichtbar. Die Schautafel (siehe auch Bild 4.2) im Hintergrund gibt einen Überblick über den Zweck, die Theorie und das Regelverfahren.

4.2 Meßergebnisse

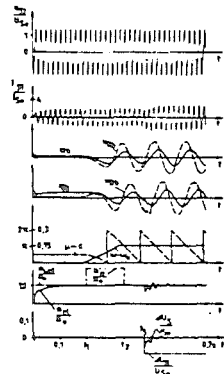
Im folgenden sollen kurz einige Meßprotokolle des Versuchsaufbaues erläutert werden. Da die Anlage noch nicht optimal ausgelegt ist, handelt es sich hierbei lediglich um Zwischenergebnisse. So treten z. B. noch Schwierigkeiten wegen des nicht zugänglichen Sternpunktes der Rotorwicklungen und der Umschalt-pausen der Teilbrücken des Direktumrichters auf. Außerdem konnte die Spannungsaufschaltung der induzierten Rotorspannung noch nicht in Betrieb genommen



Ersatzschaltbild für eingepreßten Rotorstrom



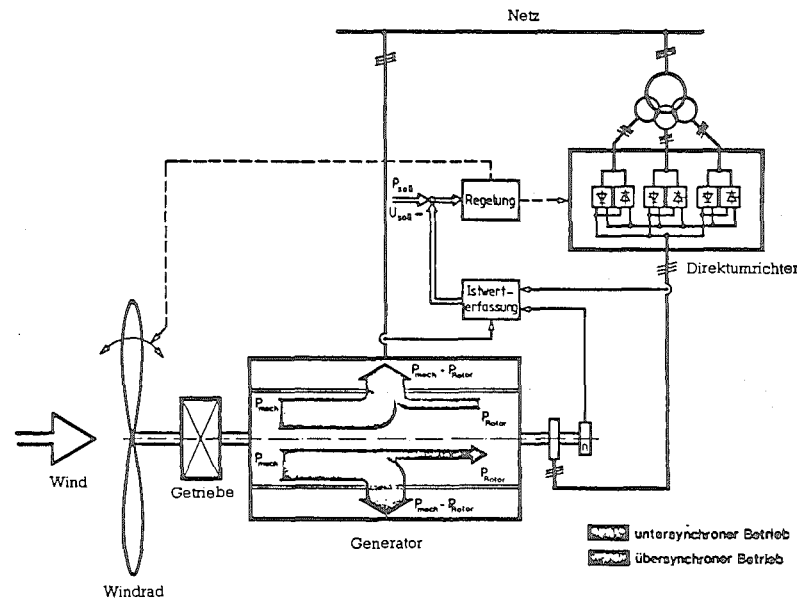
Stromvektoren
Längskomponente des Rotorstromes $i_{\text{rd}} = i_{\text{rot}} \cdot \cos \delta \sim \text{Fluß}$
Querkomponente des Rotorstromes $i_{\text{rq}} = i_{\text{rot}} \cdot \sin \delta \sim \text{Moment}$



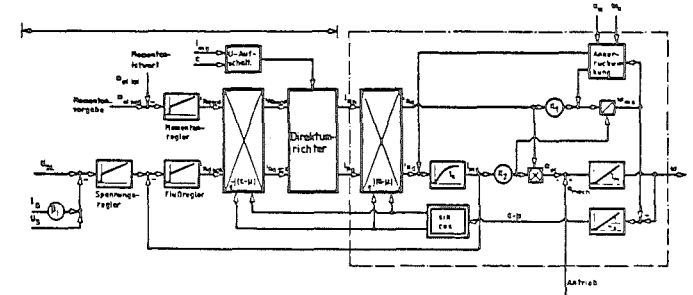
Verhalten des Generators bei sprungförmigen Momenten- und Spannungsänderungen (Simulation)

Die Leistungsabgabe eines Windkraftwerkes ist stark von der Windgeschwindigkeit abhängig. Kurzzeitige Schwankungen lassen sich durch den Einsatz der rotierenden Massen (Windrad, Getriebe, Rotor) als Schwungrad ausgleichen. Dies setzt voraus, daß der Generator am frequenzstarrten Netz mit variabler Drehzahl arbeiten kann. In diesem Projekt wird das Betriebsverhalten verschiedener Generatoren für Windkraftwerke untersucht.

Die Bilder beschreiben das für GROWIAN vorgesehene Verfahren der doppelgespeisten Drehstrommaschine.



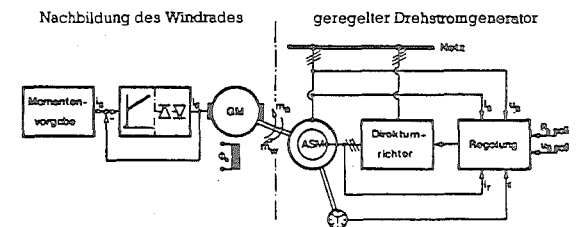
Windkraftwerk mit doppelgespeister Drehstrommaschine



Entkoppelte Wirk- und Blindleistungsregelung eines doppelgespeisten Drehstromgenerators

Eigenschaften des doppelgespeisten Drehstromgenerators

- über- und untersynchroner Betrieb
- entkoppelte Wirk- und Blindleistungsregelung
- kapazitiver oder induktiver Betrieb



Laboraufbau

Im Labor wird der Generator anstelle eines Windrades durch eine geregelte Gleichstrommaschine angetrieben. Als Führungsgröße des Gleichstromantriebes dienen abgespeicherte Momentenverläufe; damit ist auch die Nachbildung von Boen möglich. Förderung durch das BMPT

Bild 4.2: Schautafel auf dem Ausstellungsstand "Angewandte Forschung" INTERKAMA 80

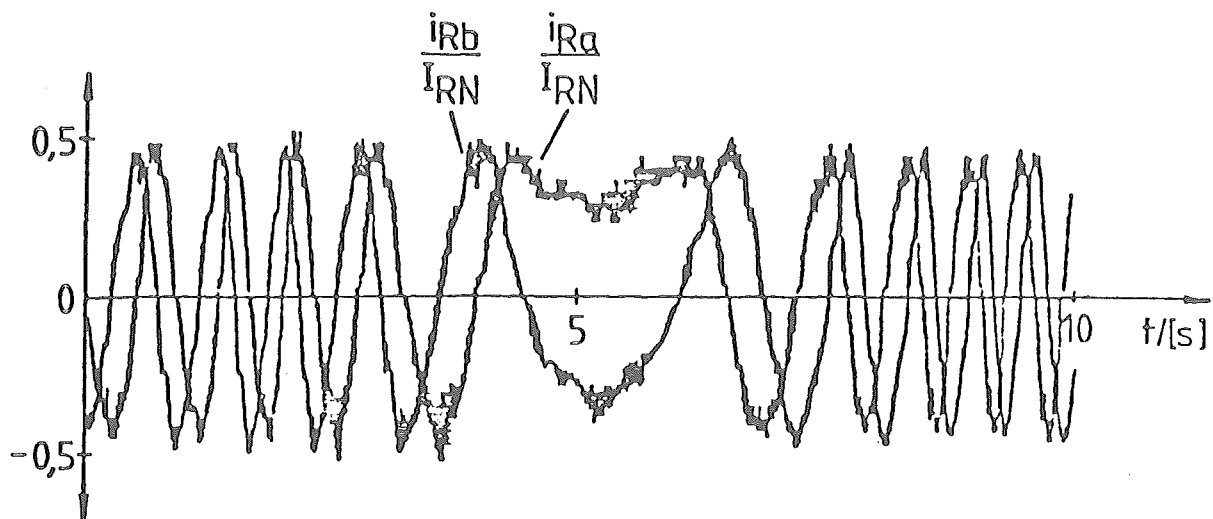


Bild 4.3: Verläufe der 2-phasigen Rotorströme beim Übergang vom übersynchronen in den unsynchronen Betrieb

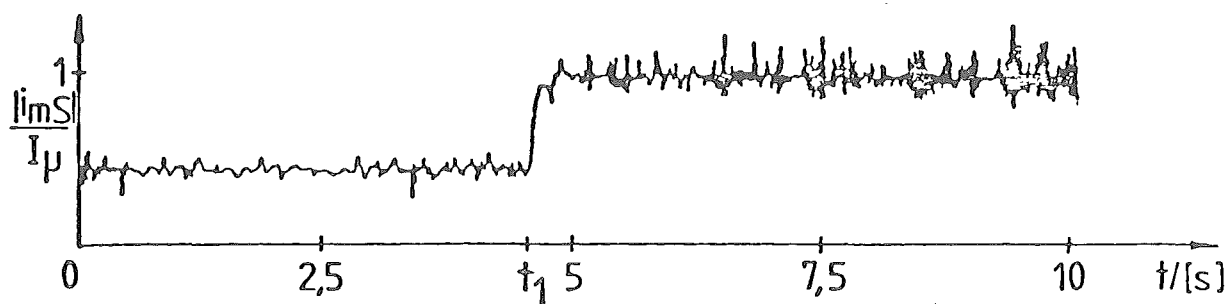


Bild 4.4a: Betrag des Magnetisierungsvektors bei sprungförmiger Sollwertänderung

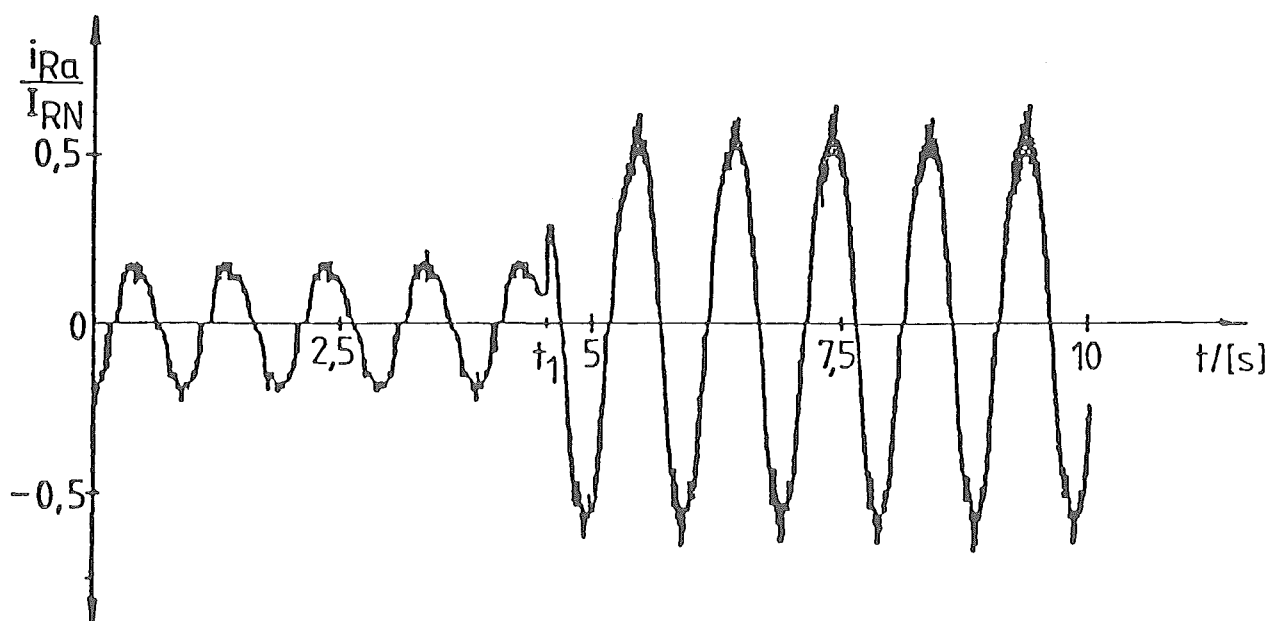


Bild 4.4b: a-Komponente des 2-phasigen Rotorstromes

werden. Es zeigt sich jedoch bereits jetzt, daß sich die mit der digitalen Simulation gewonnenen Ergebnisse in der Praxis bestätigen werden.

Bild 4.3 zeigt den Verlauf der normierten 2-phasigen Rotorströme der Maschine. Die geregelte Gleichstrommaschine treibt den Drehfeldgenerator an und fährt ihn aus dem übersynchronen Betrieb in den untersynchronen. Dabei verändert sich während des Durchganges durch den Synchronismus die Phasenlage der Rotorströme.

Bild 4.4a zeigt den Verlauf des auf den Magnetisierungsstrom I_{μ} (bei leerlaufender Maschine) bezogenen Betrags des Magnetisierungsvektors \underline{i}_{mS} bei konstanter Drehzahl des Generators. Zur Zeit t_1 wird der Sollwert für den Magnetisierungsstrom (Flußregler) sprungförmig verändert. Bei der hier gewählten Deckenspannung des Direktumrichters stellt sich der Istwert nach ca. 120 ms auf den neuen Sollwert ein. Den entsprechenden Verlauf der a-Komponente des 2-phasigen Rotorstromes gibt Bild 4.4b wieder.

5. Weiteres Vorgehen

Wie die Protokolle zeigen, führen sowohl das Schalten des Direktumrichters als auch die diskrete Arbeitsweise des Mikrorechners zu Oberschwingungen. Um den Einfluß des Abtastrasters des Mikrorechners auf die Oberschwingungen weiter zu reduzieren, wird z. Zt. eine neue Regeleinheit mit einem wesentlich leistungsfähigeren 16-Bit-Mikrorechner aufgebaut. Damit werden dann auch die Phasentransformationen digital ausgeführt. Die zu erwartenden Abtastzeiten für die Regelkreise liegen zwischen 1 ms und 1,5 ms. Außerdem soll untersucht werden, ob sich eine im Hinblick auf die Oberschwingungen verbesserte Beschaltung und Ansteuerung des Direktumrichters finden lassen.

6. Übersynchrone Stromrichter-kaskade

6.1 Wirkungsweise

Bild 6.1 zeigt das Schaltbild einer Stromrichter-kaskade. Über den Aussteuerwinkel des netzseitigen Wechselrichters kann der Rotorstrom und damit die Rotorleistung der Schleifringläufermaschine, die an das Netz abgegeben wird, geregelt werden. Nähere Einzelheiten über die Vor- und Nachteile dieses Konzeptes sind dem 1. Bericht (I) zu entnehmen.

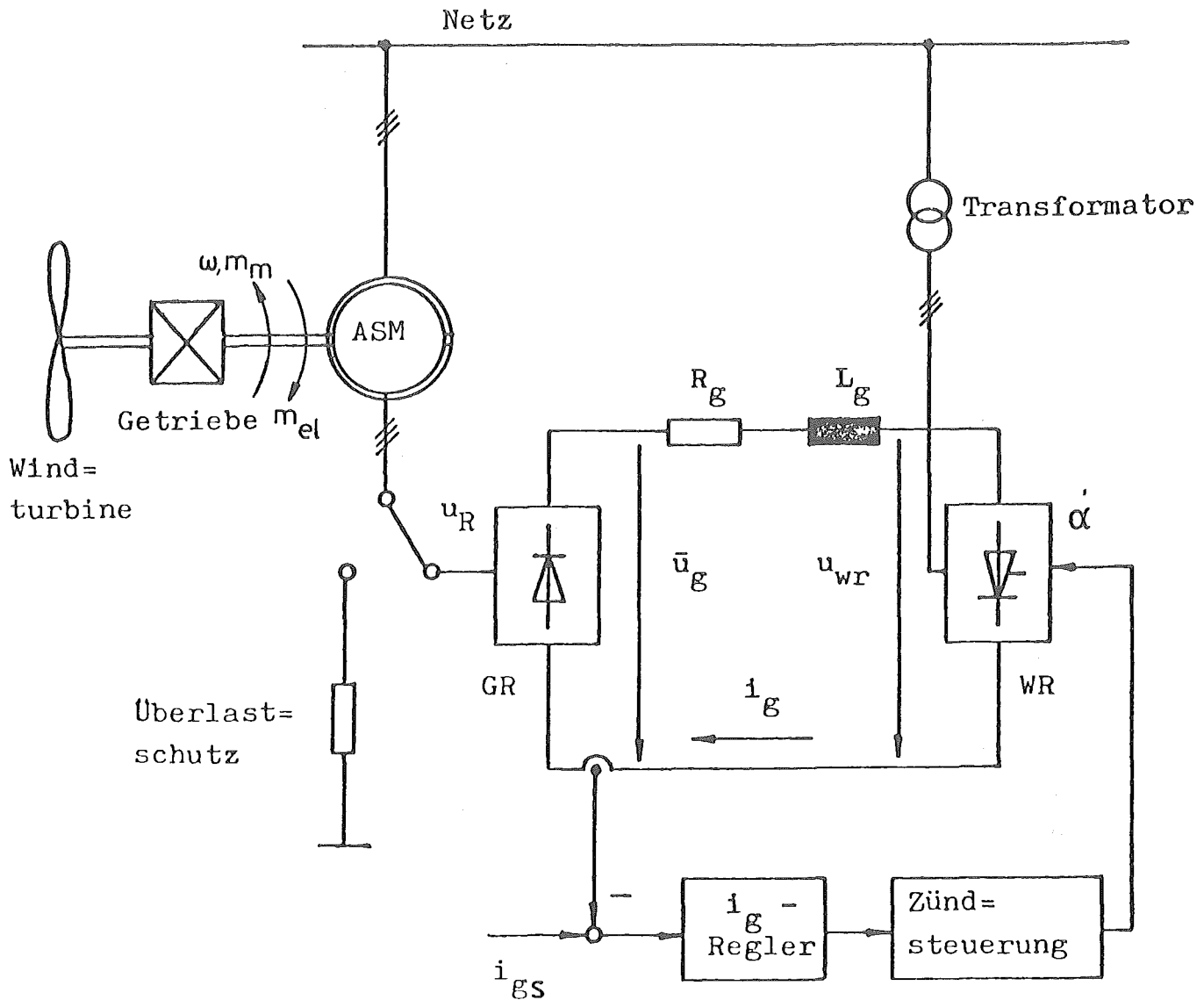


Bild 6.1: Windenergieanlage mit Stromrichter-kaskade

Der Asynchrongenerator in übersynchroner Stromrichter-kaskadenschaltung wird unter Berücksichtigung der Differentialgleichungen der Maschine und des Strom-zwischenkreises digital nachgebildet. Die gewonnenen Ergebnisse sollen in einem weiteren Abschnitt der Arbeiten mit den Meßergebnissen eines Versuchsaufbaues verglichen und interpretiert werden.

6.2 Berechnungen im stationären Betrieb

Der Nennschlupf der Stromrichter-kaskade wird so festgelegt, daß die rotierenden Massen bei zulässigen Drehzahlabweichungen in der Lage sind, die gleiche

kinetische Energie aufzunehmen bzw. abzugeben. Für die Simulation wird $s_{\min} = 0$ und $s_N = 0,15$ gesetzt. Damit ergibt sich $s_{\max} = -0,283$. Später wird noch erläutert, daß wegen zu erwartender Kommutierungsschwierigkeiten der minimale Schlupf einen Grenzwert nicht unterschreiten darf.

Da bereits Simulationen einer doppeltgespeisten Asynchronmaschine vorliegen, werden im Interesse eines einfachen Vergleiches beider Systeme diese Maschinendaten für die Kaskade übernommen.

7. Simulation der übersynchronen Stromrichter-kaskade

Für eine mathematische Beschreibung der übersynchronen Stromrichter-kaskade müssen die Differentialgleichungen der Asynchronmaschine mit denen des Gleichstromzwischenkreises verknüpft werden. Im folgenden wird der Rechengang kurz skizziert:

7.1 Differentialgleichungen des Gleichstromzwischenkreises

Wird die Spannung des Wechselrichters als eingepreßte Spannung angenommen, so lassen sich, abhängig vom Zustand des Gleichrichters, für den Gleichstromzwischenkreis einfache Differentialgleichungen anschreiben (Bild 7.1 und Bild 7.2).

$$u_g = R_g \cdot i_g + L_g \cdot \frac{di_g}{dt} + u_{WR} \quad (7.1)$$

Für die Simulation wird das Verfahren der direkten Kopplung in Verbindung mit einer zyklischen Vertauschung für den sechspulsigen Gleichrichter verwendet. Die 12 möglichen Zustände des Gleichrichters, jeweils 6 Kommutierungs- und 6 Nichtkommutierungsphasen, werden in der richtigen zeitlichen Folge und mit den jeweils geltenden Anfangsbedingungen mit den Gleichungen des Rotors verknüpft. Man erhält so einen Satz von 12 Differentialgleichungssystemen.

7.2 Differentialgleichungen des Rotorkreises

Zur Beschreibung der Asynchronmaschine wird die zweiphasige Darstellung der elektrischen Größen in dem mit dem Rotor bewegten a, b-System gewählt.

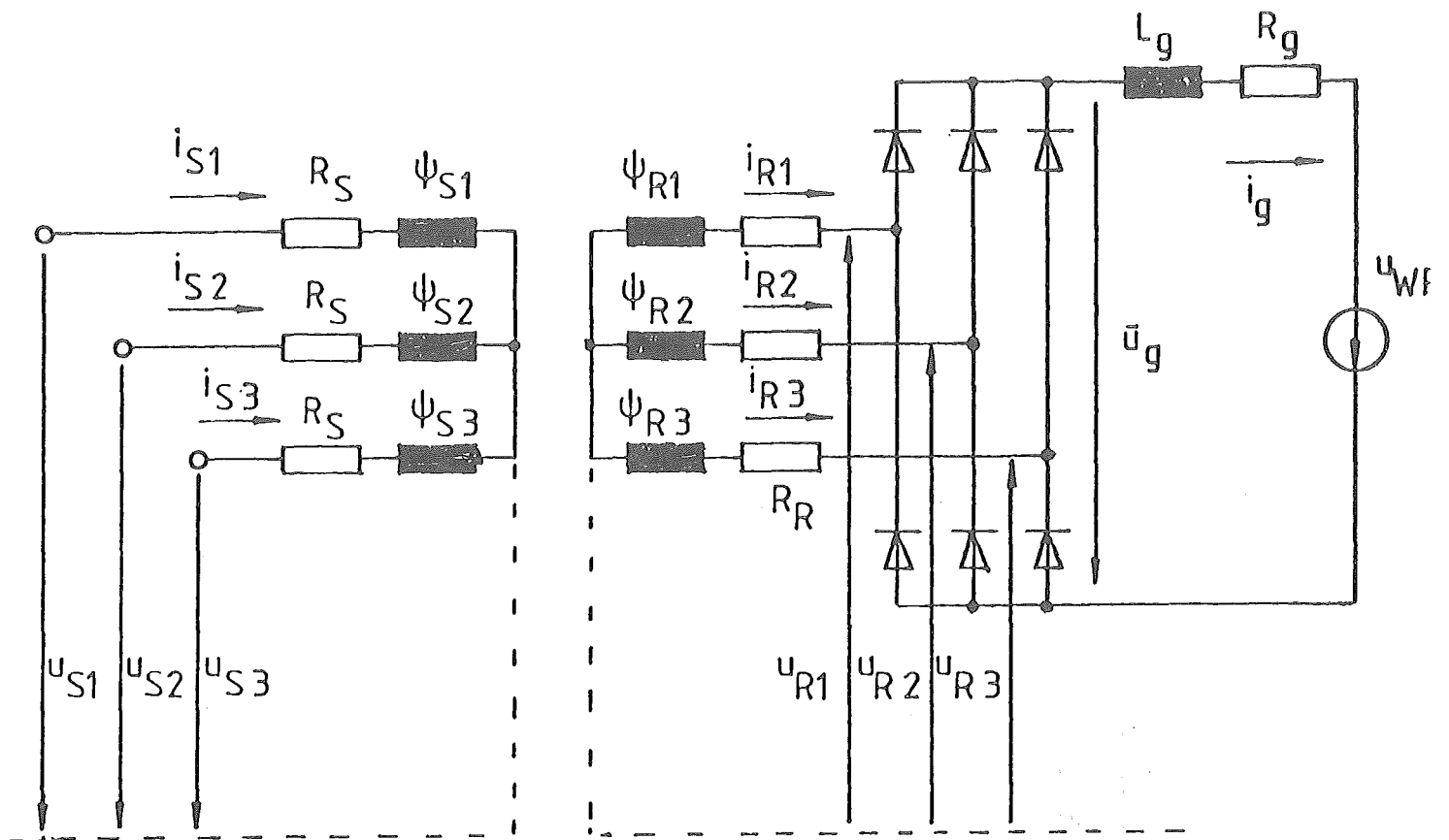


Bild 7.1: Ersatzschaltbild der Stromrichtererkaskade zur Aufstellung der 12 Differentialgleichungssysteme

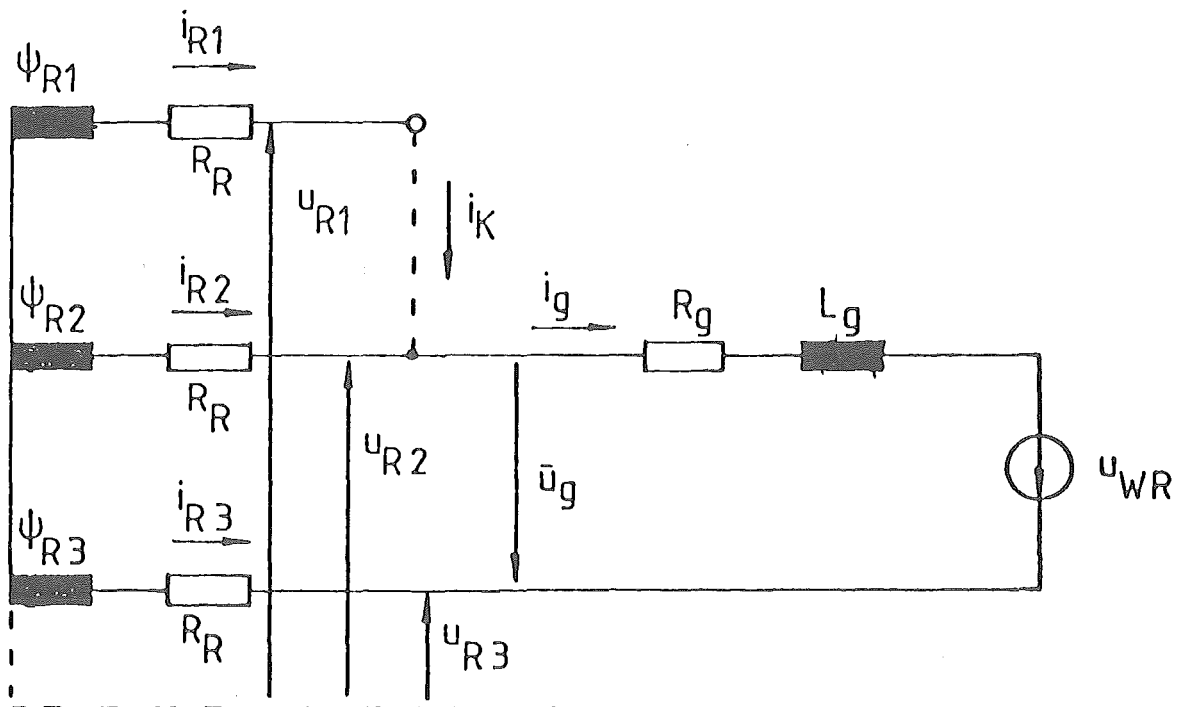


Bild 7.2: Ersatzschaltbild der Stromrichtererkaskade zur Aufstellung eines Differentialgleichungssystems

Aus Bild 7.1 lassen sich die Gleichungen der Rotorspannungen ablesen,

$$\begin{aligned} R_R i_{R1}(t) + \frac{d\psi_{R1}}{dt} &= u_{R1} \\ R_R i_{R2}(t) + \frac{d\psi_{R2}}{dt} &= u_{R2} \\ R_R i_{R3}(t) + \frac{d\psi_{R3}}{dt} &= u_{R3} \end{aligned} \quad (7.2)$$

Werden nun die Rotordurchflutungen durch die Induktivitäten der Maschine und die entsprechenden transformierten elektrischen Größen ausgedrückt, so können die Rotorspannungen nach einigen Umrechnungen wie folgt berechnet werden:

$$\begin{bmatrix} u_{R1} \\ u_{R2} \\ u_{R3} \end{bmatrix} = \underline{A} \begin{bmatrix} i_{Ra} \\ i_{Rb} \end{bmatrix} + \underline{B} \begin{bmatrix} \frac{di_{Ra}}{dt} \\ \frac{di_{Rb}}{dt} \end{bmatrix} + \underline{C} \begin{bmatrix} i_{Sa} \\ i_{Sb} \end{bmatrix} + R_R \begin{bmatrix} i_{R1} \\ i_{R2} \\ i_{R3} \end{bmatrix} + \underline{D} \begin{bmatrix} u_{Sa} \\ u_{Sb} \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

Die Elemente der Matrizen \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} und \underline{D} setzen sich dabei aus den Induktivitäten der Maschine und Zahlenfaktoren, die sich aus den Transformationen ergeben, zusammen.

7.3 Verknüpfung der Differentialgleichungen des Rotors mit denen des Zwischenkreises

Jeder Zustand der Gleichstrombrücke kann als Kombination des Kommutierungsstromes i_k und des Zwischenkreisstromes i_g dargestellt werden.

Es lassen sich folgende Verknüpfungsbedingungen angeben:

$$\begin{bmatrix} i_{R1} \\ i_{R2} \\ i_{R3} \end{bmatrix} = \underline{S} \begin{bmatrix} i_g \\ i_k \end{bmatrix} \quad , \quad (7.4)$$

$$\begin{bmatrix} u_g \\ 0 \end{bmatrix} = - \underline{S}^T \begin{bmatrix} u_{R1} \\ u_{R2} \\ u_{R3} \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

$$\begin{bmatrix} i_{Ra} \\ i_{Rb} \end{bmatrix} = \underline{V} \begin{bmatrix} i_g \\ i_k \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

\underline{S} , \underline{S}^T und \underline{V} sind vom Zustand des Gleichrichters abhängige Schaltmatrizen. Durch Kombination der Gleichungen (7.1) bis (7.6) erhält man schließlich 12 Gleichungssysteme der Form

$$\begin{bmatrix} R_g i_g + L_g \frac{di_g}{dt} + u_{WR} \\ 0 \end{bmatrix} = - \underline{S}^T \underline{A} \underline{V} \begin{bmatrix} i_g \\ i_k \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

$$- \underline{S}^T \underline{B} \underline{V} \begin{bmatrix} \frac{di_g}{dt} \\ \frac{di_k}{dt} \end{bmatrix} - \underline{S}^T \underline{C} \begin{bmatrix} i_{Sa} \\ i_{Sb} \end{bmatrix} - R_R \begin{bmatrix} i_g \\ i_k \end{bmatrix} - \underline{S}^T \underline{D} \begin{bmatrix} u_{Sa} \\ u_{Sb} \end{bmatrix} = 0$$

7.4 Statorgleichung und mechanische Bewegungsgleichung

Die Differentialgleichungen der Ständerströme und des elektrischen Drehmomentes erhält man, indem man in den bekannten Gleichungen für die Asynchronmaschine die Rotorströme, wie oben beschrieben, ebenfalls über i_g und i_k ausdrückt.

8. Dimensionierung des Stromreglers

Für eine Dimensionierung des Stromreglers kann ein vereinfachtes Blockschaltbild der Stromrichteraskade entworfen werden. Es läßt sich dann für den geschlossenen Regelkreis folgendes Strukturbild angeben:

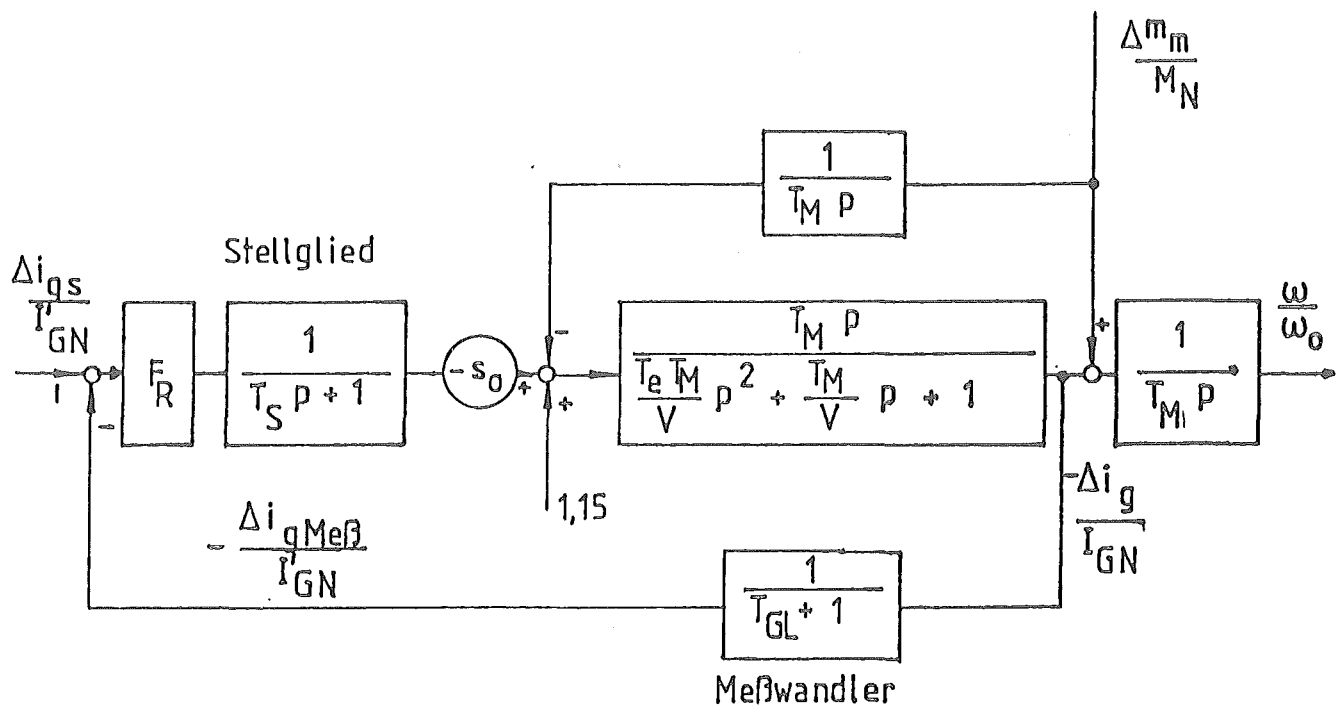


Bild 8.1: Vereinfachtes Blockschaltbild der Stromrichtercascade

Dabei haben die Δ -Größen folgende Werte:

$$\Delta i_g = i_g - I'_{GN}$$

$$\Delta u_{WR} = u_{WR} - U'_{GN}$$

$$\Delta m_{el} = m_{el} + M_N$$

$$\Delta m_m = m_m - M_N$$

$$T_M = \frac{\omega_0 \cdot \Theta}{M_N}$$

Die Faktoren T_e und V werden mit Hilfe des Simulationsmodells bestimmt. Der Faktor $-s_0$ berücksichtigt, daß sich im Leerlauf die Nenndrehzahl $\omega/\omega_0 = 1 - s_0$ einstellt.

Mit Hilfe dieses Blockschaltbildes kann der PI-Regler des Stromregelkreises nach den bekannten Dimensionierungsvorschriften ausgelegt werden.

9. Simulationsergebnisse

Es liegen die ersten Simulationsergebnisse vor. Die numerische Integration der Differentialgleichungen erfolgt dabei nach dem Verfahren von Runge-Kutta. Die Wechselrichterspannung u_{WR} setzt sich, abhängig vom Steuerwinkel α , aus Ausschnitten einer Sinusfunktion zusammen. Der Regler wird gemäß Kapitel 8 dimensioniert.

9.1 Betrieb der Kaskade im Nennpunkt

Bild 9.1a und 9.1b zeigen die wichtigsten elektrischen und mechanischen Größen der Kaskade im Nennpunkt. Der Zwischenkreisstrom i_g und das Moment m enthalten neben den Oberschwingungen der 6-fachen Rotorfrequenz Oberschwingungen der 6-fachen Netzfrequenz. Sie entstehen durch den ungesteuerten Gleichrichter und den netzgeführten Wechselrichter im Rotorkreis.

Diese vom Wechselrichter herrührenden Spannungssprünge wirken sich auch auf die Kommutierung des Gleichrichters aus (Bild 9.1a, 9.1b). Zum Zeitpunkt t_1 ist zwar die Umschaltbedingung der Brücke erfüllt, aber die Spannungszeitfläche reicht nicht aus, um einen genügend großen Kommutierungsstrom aufzubauen. Erst ab t_2 kann der Strom auf die neue Phase kommutieren.

9.2 Sprungantwort bei einer Änderung des Stromsollwertes i_{gs}

Es wird ein Sprung des Stromsollwertes von $1,13 I'_{GN}$ auf $0,63 I'_{GN}$ simuliert. Bild 9.2a und 9.2b zeigen das Ergebnis. Der Stromistwert stellt sich mit einem leichten Unterschwinger auf den neuen Sollwert ein. Gemäß der Leistungsaufteilung

$$P_{\text{Rotor}} = -s P_{\text{Stator}} \quad (9.1)$$

wird die Ständerleistung kleiner.

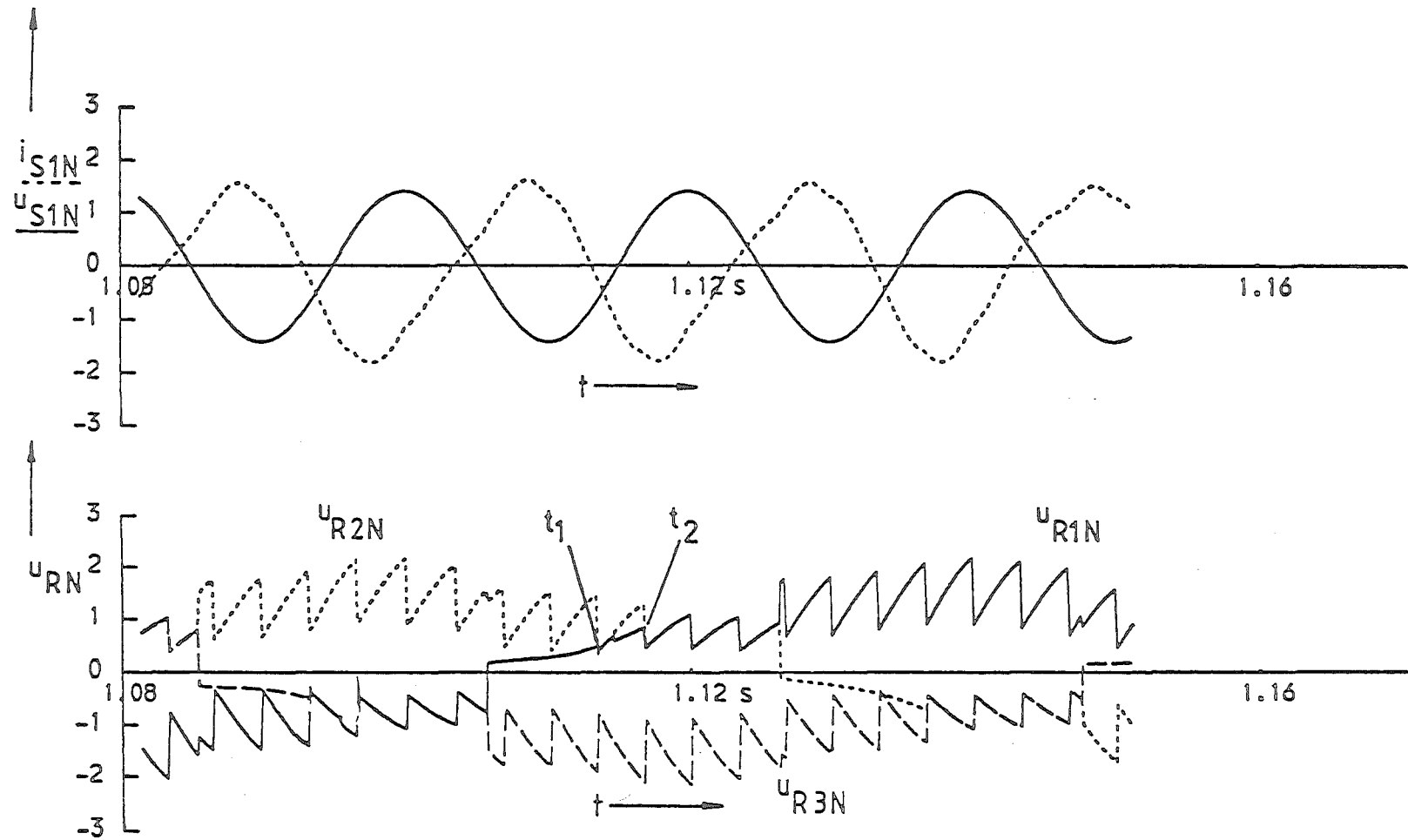


Bild 9.1a: Nennpunkt der Kaskade

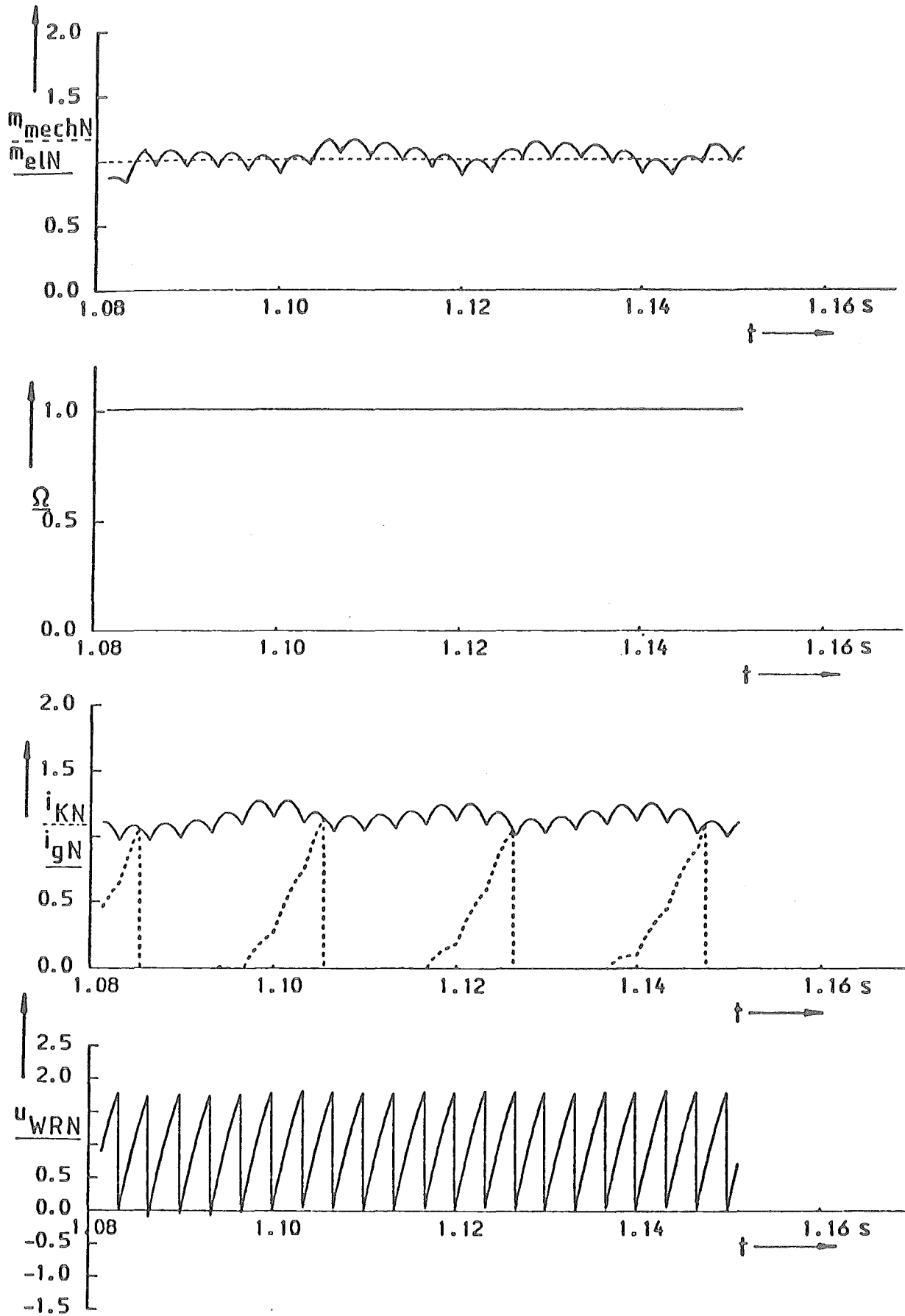


Bild 9.1b: Nennpunkt der Kaskade

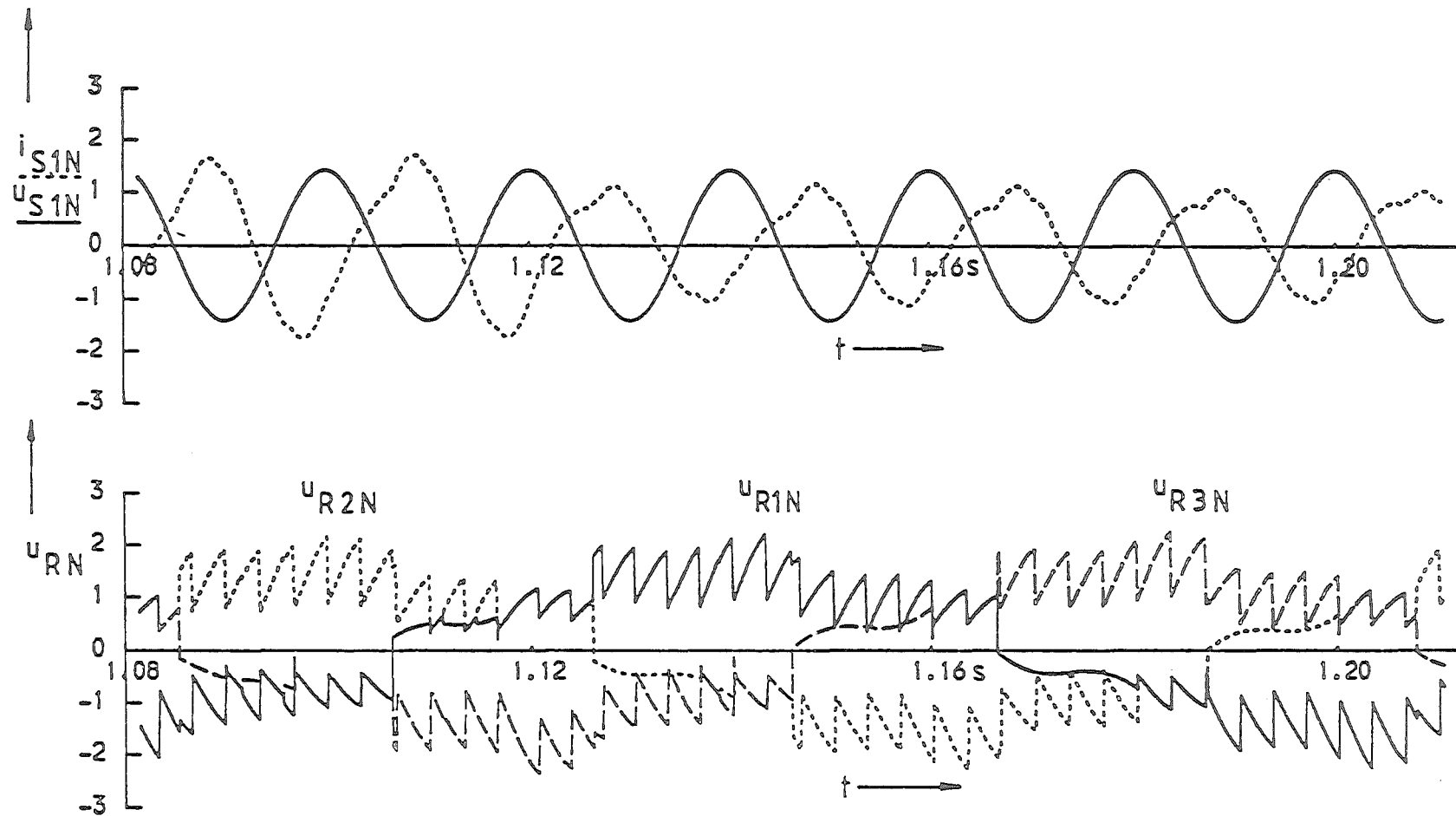


Bild 9.2a: Sprungantworten der Kaskade bei Änderung des Sollwertes von i_g
 $T_{GL} = 5 \text{ ms}$

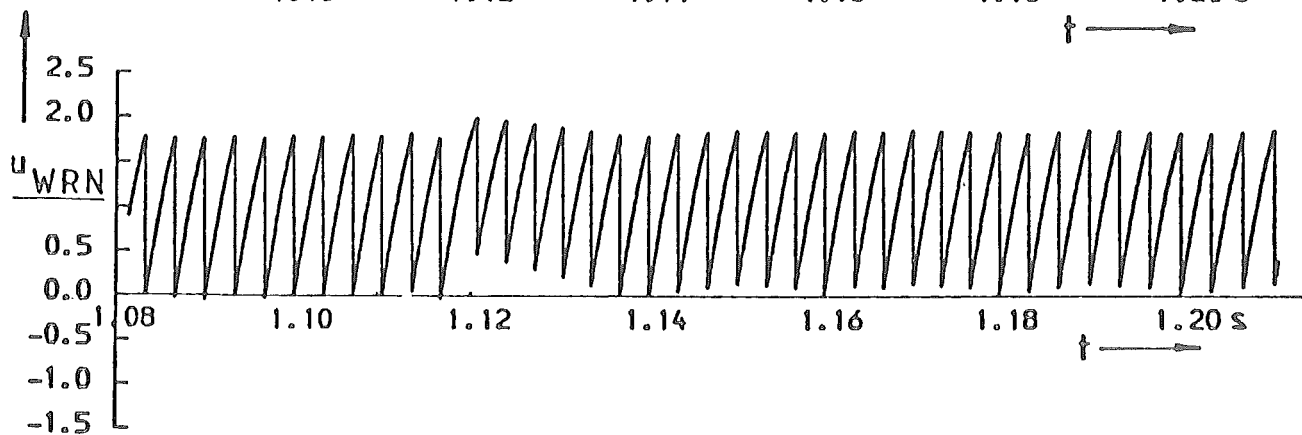
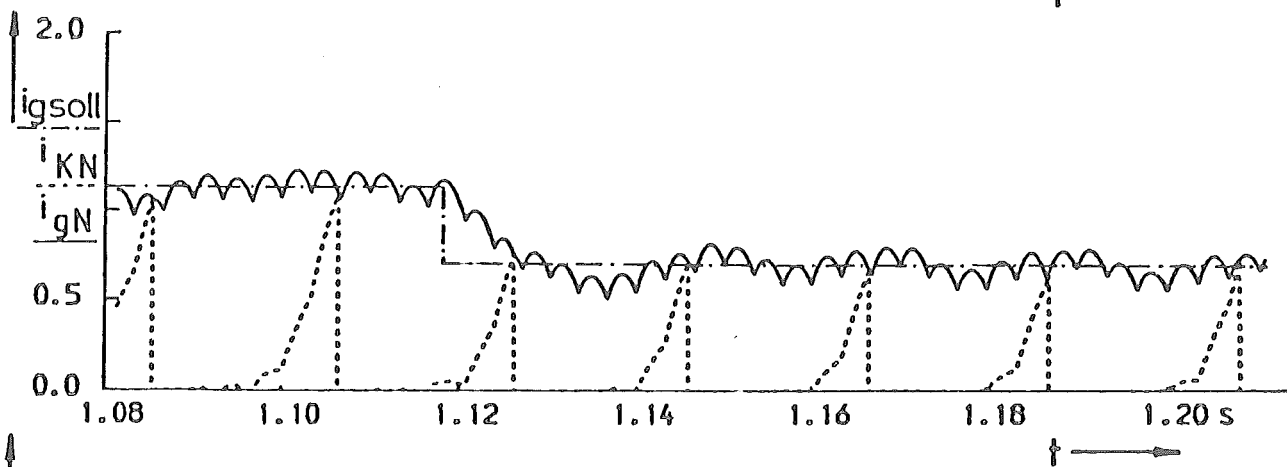
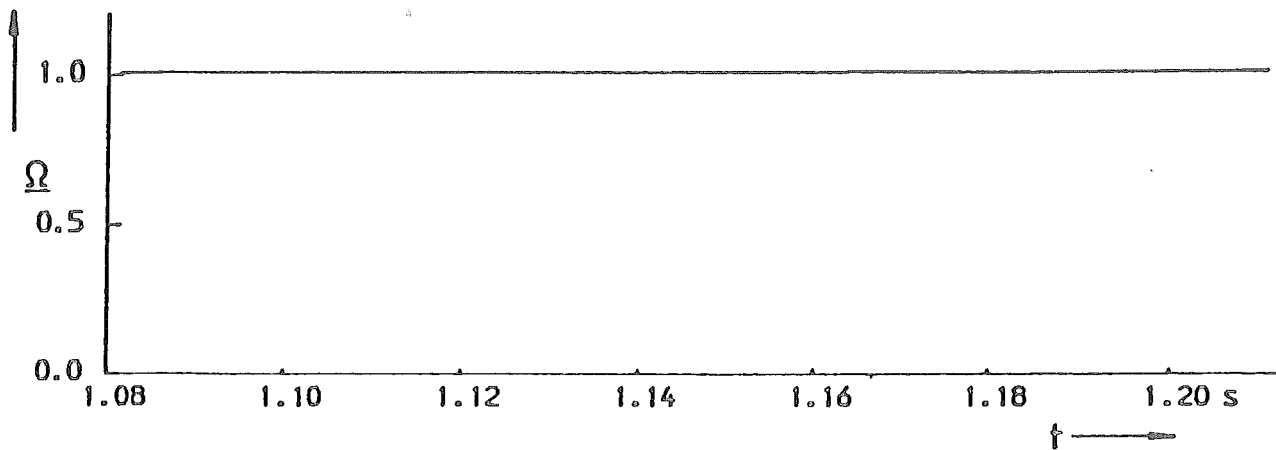
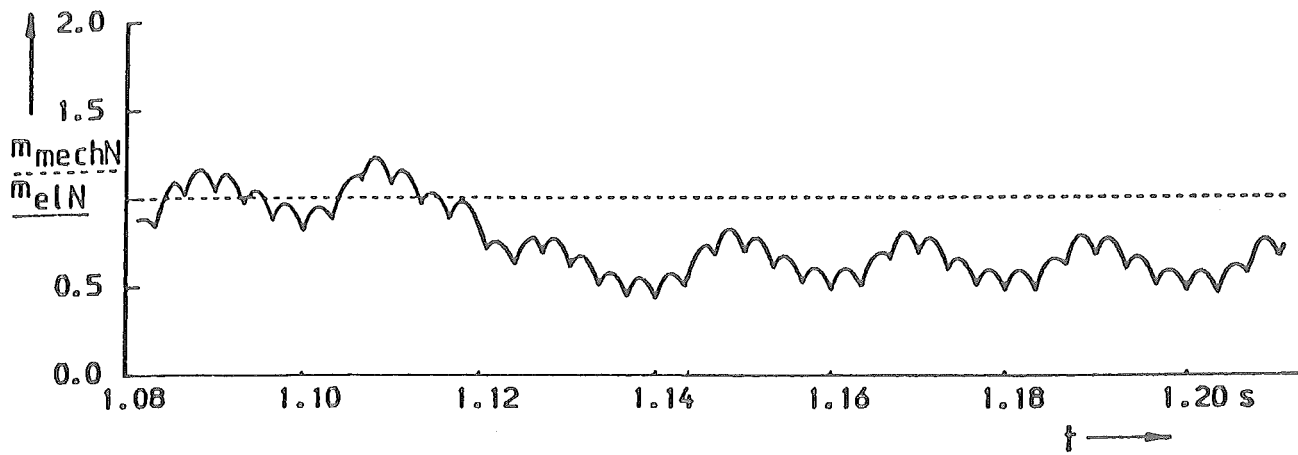


Bild 92b: Fortsetzung Bild 92a

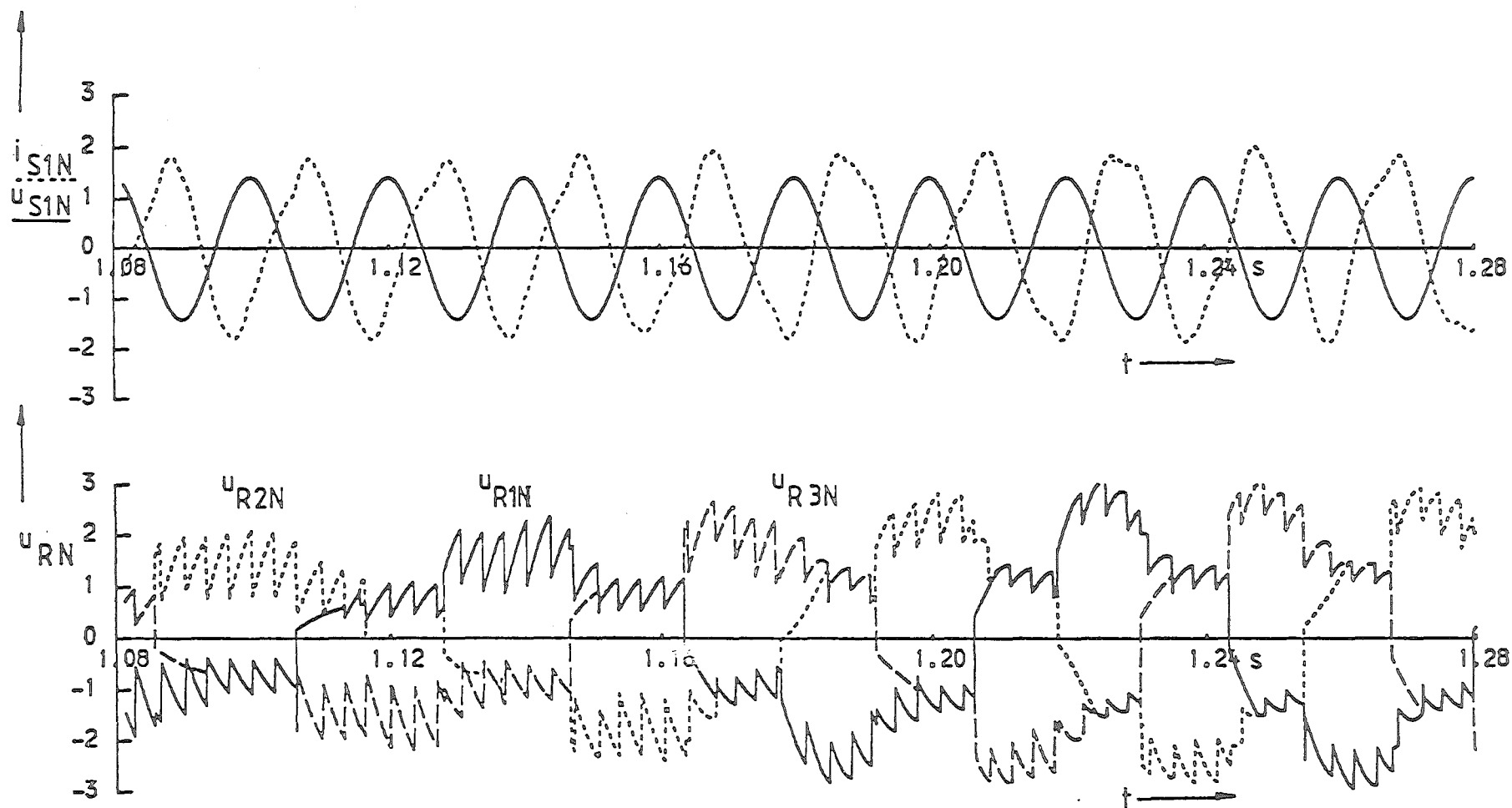


Bild 93a: Sprungantworten der Kaskade bei Änderung des Antriebsmomentes
 $T_{GL} \rightarrow 0$

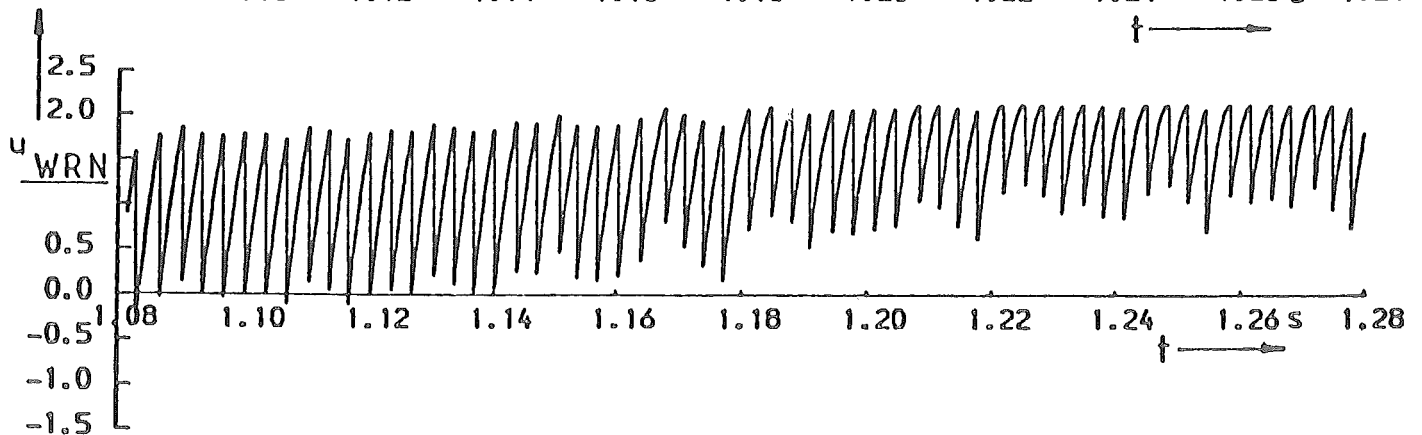
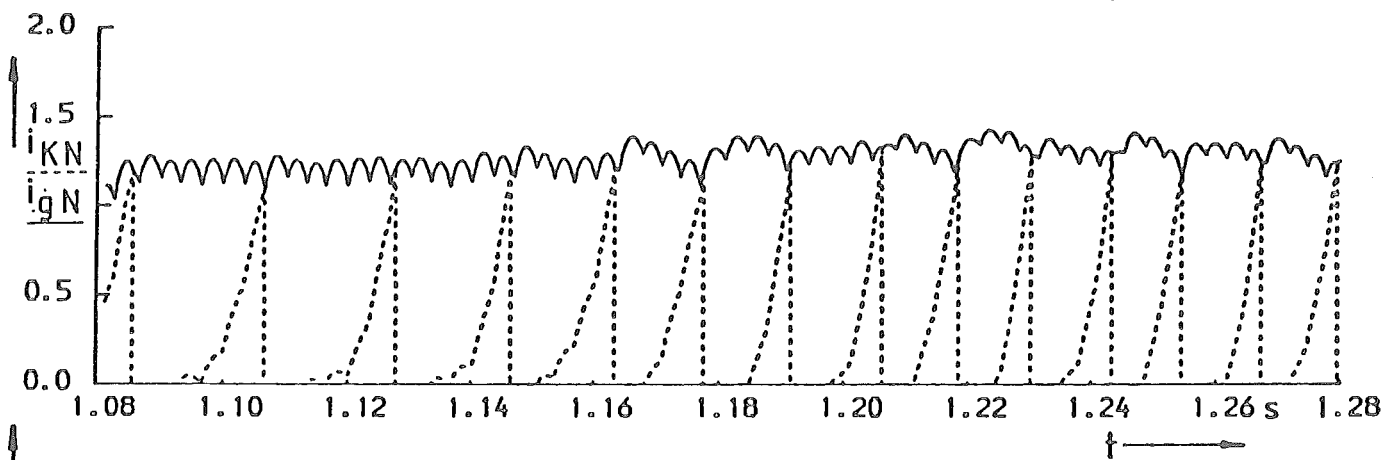
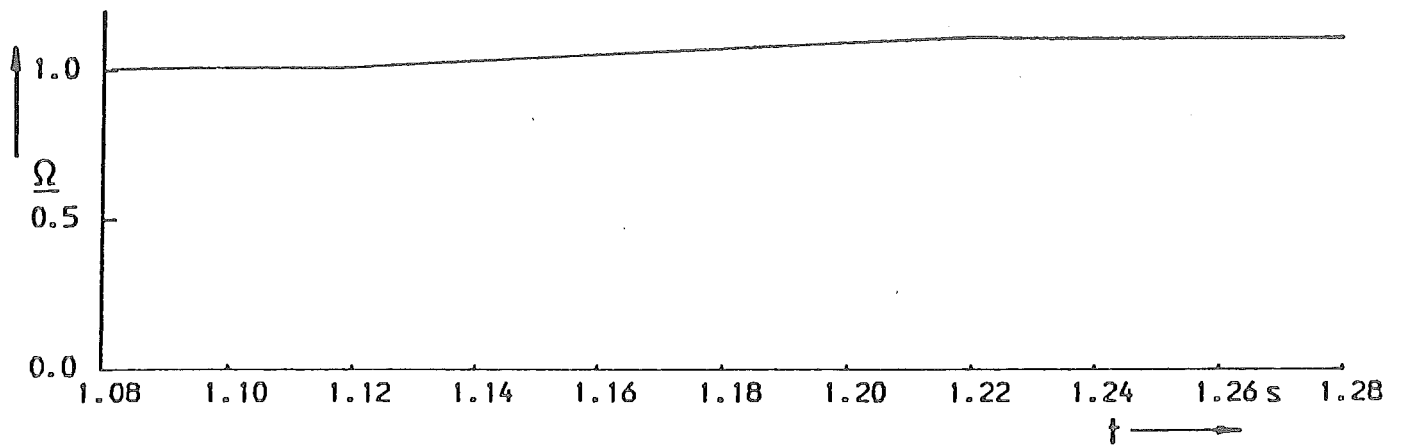
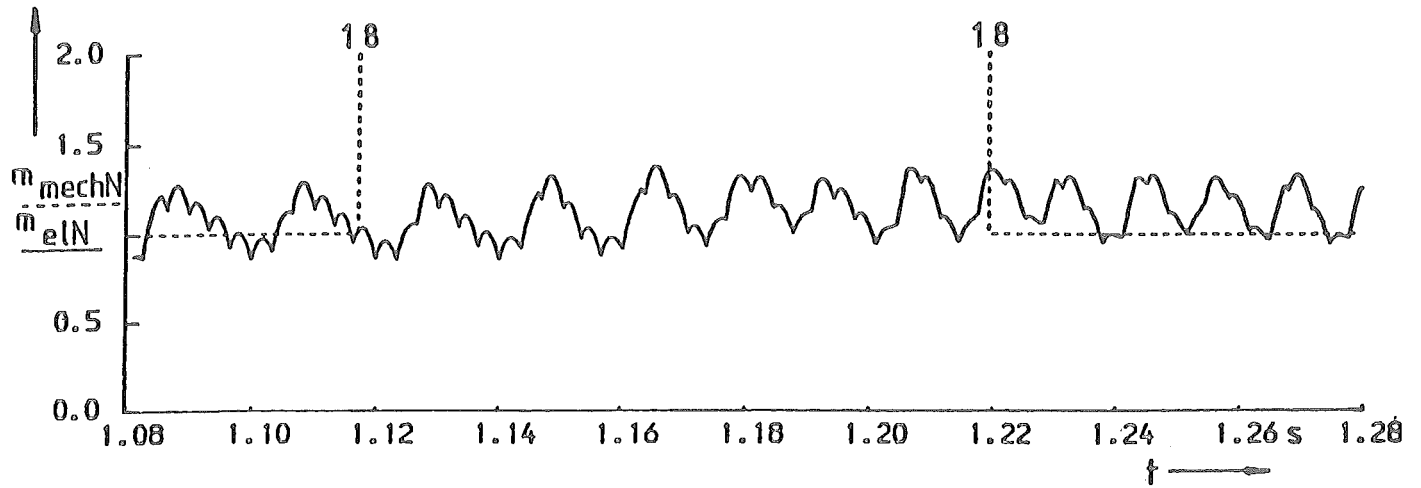


Bild 93b: Fortsetzung Bild 93a

9.3 Sprungantwort für eine Änderung der zugeführten mechanischen Leistung

Vom Nennpunkt ausgehend wird der Generator mit einem angenommenen Drehmoment in 0,1 sec bis zur maximalen Drehzahl beschleunigt. Bild 9.3a und 9.3b zeigen, daß der Rotorstrom und damit auch das Moment der Maschine durch die Regelung konstant gehalten werden. Für eine gleichmäßige Leistungsabgabe in das Netz ist es erforderlich, den Sollwert des elektrischen Moments der Maschine nach einer drehzahlabhängigen Funktion zurückzunehmen.

10. Weiteres Vorgehen

Die oben aufgeführten Simulationsergebnisse erlauben eine erste Beurteilung der übersynchronen Stromrichter-kaskade. In einem zweiten Schritt soll das mathematische Modell verbessert werden, wobei besonders das Oberschwingungsspektrum und die für die Kommutierung kritischen Betriebspunkte genauer untersucht werden. Parallel zu den theoretischen Überlegungen sollen der Versuchsstand aufgebaut und eine Mikroprozessor-Regelung verwirklicht werden.

Verwendete Abkürzungen

s	Schlupf
ϵ	mechanischer Drehwinkel
ω	Drehzahl
m_m	mechanisches Moment
m_{el}	elektrisches Moment
R_g	ohmscher Widerstand des Gleichstromzwischenkreises
L_g	Induktivität
u_g	Zwischenkreis-Gleichspannung
i_g	Zwischenkreis-Gleichstrom
i_R	Rotorstrom
i_S	Ständerstrom
u_R	Rotorspannung
u_S	Ständerspannung
Ψ_R	magnetischer Rotorfluß
P	elektrische Leistung
i_k	Kommutierungsstrom
u_{WR}	Wechselrichterspannung
R_R	Rotorwiderstand
R_S	Ständerwiderstand
Θ	mechanisches Trägheitsmoment
T_M	mechanische Zeitkonstante
i_{mS}	Magnetisierungsstrom
I_μ	Leerlauf-Magnetisierungsstrom

Konzentration der Windenergie in
Wirbelfeldern und deren Ausnutzung
zum Zwecke der Energiegewinnung (Phase I)

Projekt-Nr. ET 4252 A

H. Staufenbiel und H. Öry

Anmerkung

Das Projekt wurde den Teilnehmern des Seminars zur Information nur kurz von der Projektleitung vorgestellt, da es nicht direkt mit dem Thema des Seminars zusammenhängt. In diesem Bericht wurden deshalb lediglich Kurzinformationen der Institute für Luft- und Raumfahrt und für Leichtbau nebst zwei Fotos aufgenommen. Ein umfassender Abschlußbericht wird Mitte 1982 vorliegen (BMFT-FB-Reihe). In einer Phase II soll ein 10 kW-WINK-Prototyp erprobt werden.

R. Windheim

1. Zielsetzung

Untersuchung der physikalischen Grundlagen zur Windenergieumwandlung, die die Konzentration der Windenergie innerhalb von Wirbelfeldern nutzt.

Nach Messungen mit Windkanal- und Wasserkanalmodellen, die von theoretischen Untersuchungen begleitet werden, soll ein wirtschaftliches System definiert und die Auslegung einer Freimodellanlage geplant werden.

2. Arbeitsprogramm

- Ausarbeitung der physikalischen Grundlagen von geeigneten Wirbeln: Erzeugung, Struktur und Stabilität bei Störungen.
- Abschätzung der Wellenleistung unterschiedlicher Entwürfe zur Nutzung von Wirbelsystemen als Windenergiekonzentratoren.
- Variation der Parameter zur Optimierung der Aerodynamik mit dem Ziel der Erzeugung energiereicher Wirbel.
- Kritische Analyse der Konzepte unter Beachtung des Kostenaufwandes der Konstruktion und der Probleme der strukturellen Realisierung.
- Konzeptauswahl und Definition von Windkanalmodellen.
- Untersuchung der ausgewählten Konzepte sowohl im Windkanalversuch als auch anhand von Rechenverfahren.
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen im Vergleich zu konventionellen Windmühlen.

3. Stand (Ende 1986):

Die Arbeiten zum Thema Windenergiekonzentration waren im Berichtsjahr ausgerichtet auf die Untersuchung der Eigenschaften unterschiedlicher Deltaflächen unter realistischem Einbau der Flächen.

Die naheliegende Lösung einer Deltafläche auf einem Turm zeigt aerodynamische und erhebliche strukturelle Nachteile. Stützwände unter dem Flügel, die vom strukturellen Standpunkt her günstiger sind, könnten die Wirbelstärke bei geeigneter Ausbildung sogar erhöhen. Hinsichtlich der Anwendung des Konzentrators in natürlichen Geländeformen mit Übergeschwindigkeiten - wie man sie z.B. über Kliffs findet - scheint eine senkrecht montierte Halbdeltafläche praktikabel und wirtschaftlich zu sein.

Die Leistungsbremse wurde in ihrer Genauigkeit verbessert und die gemessenen Leistungsbeiwerte zeigten eine zehnfache Verstärkung der Leistungsabgabe im Vergleich zu einem Rotor in unverstärkter Zuströmung. Zusätzlich wurde der Einfluß einer Windrichtungsänderung gezeigt. Bis zu 6° Schiebewinkel könnte man auf ein Nachfahren verzichten. Wenn der Azimuth-Stellmotor eine Stellgeschwindigkeit von $6^\circ/\text{min.}$ hat, ist ein Aufplatzen der Wirbel nicht zu erwarten.

Die Arbeiten zum YENschen Wirbelturm zeigten die Funktionsfähigkeit des Prinzips. Erste Messungen ergaben eine Leistungsverstärkung um den Faktor 6 - ähnliche Werte wurden auch mit Deltaflächen erzielt. Die Leistungssteigerung mit kleiner werdendem Turbinendurchmesser - wie sie von YEN angegeben wurde - tritt nicht auf und Türme mit großen Höhen-Durchmesser-Verhältnissen "verstopfen" im Austritt.

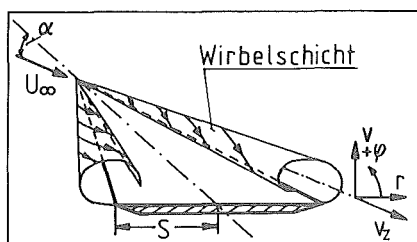
Das Institut für Luft- und Raumfahrt (ILR) und das Institut für Leichtbau der RWTH Aachen entwickeln seit 1978 im Auftrage des BMFT und unter der Projektträgerschaft der KFA Jülich Konzepte für eine Windkraftanlage neuer Technologie. Es handelt sich dabei um einen sogenannten

Windenergiekonzentrator (WINK)

Die geringe Dichte der natürlichen Windenergie legt eine Konzentration aus technischen und wirtschaftlichen Gründen nahe.

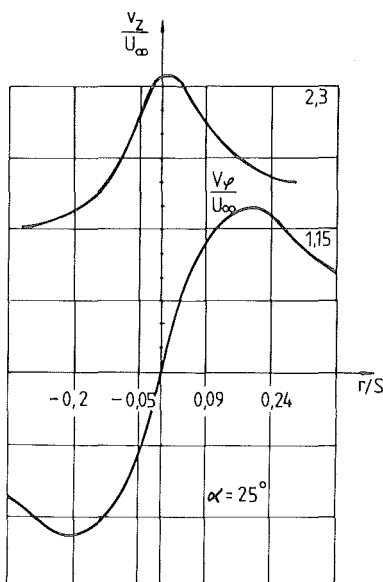
Die Konzentration kann durch Nutzung natürlicher Geländeformationen erfolgen, aber auch durch geeignete Windleitflächen an Bauwerken.

Eine spezielle Möglichkeit der Konzentration bietet die Erzeugung von Wirbeln an geeigneten deltaförmigen Leitflächen.



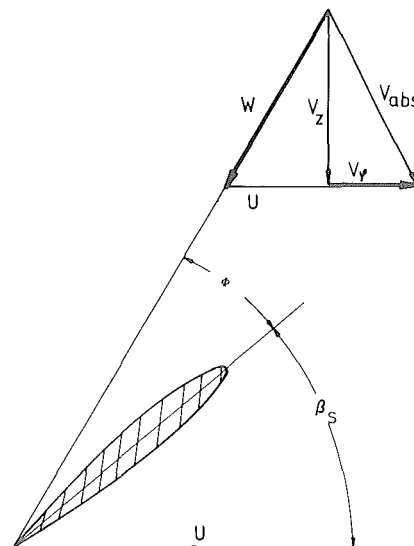
So entsteht ein Wirbel an den Vorderkanten eines Deltaflügels.

Im Wirbel erhöhen sich die Geschwindigkeiten merklich gegenüber der Windgeschwindigkeit U_{00} .



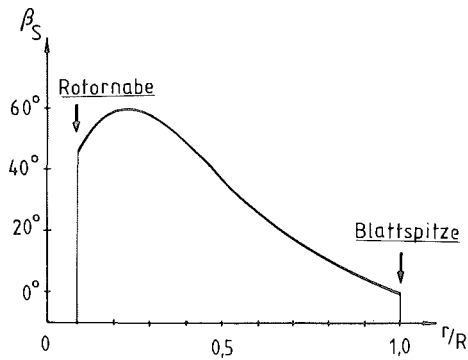
Die Geschwindigkeiten im Wirbel haben etwa solche Verteilungen über den Radius.

Eine merkliche Durchsatzerhöhung ist verbunden mit hoher rotatorischer Energie → Konzentrationswirkung!



Geschwindigkeitsdreieck im Schnitt r

Hält man eine Rotor in eine derartige Drallströmung, dann braucht jedes Blattelement - wie das Geschwindigkeitsdreieck zeigt - wesentlich stärkere Verwindungen als gewöhnlich.

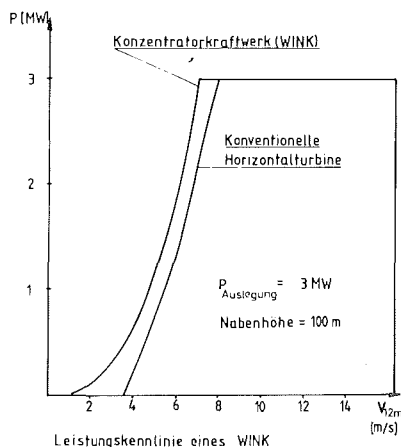


Eine optimale Verteilung des Blatteinstellwinkels zeigt dieses Bild.

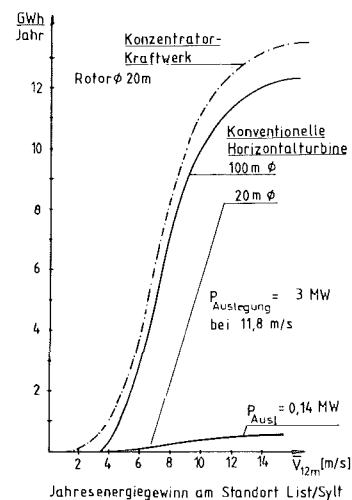
Bei gleicher Ausgangsleistung wie eine konventionelle Horizontalturbine

- benötigt der WINK einen wesentlich kleineren Rotor
- läuft der WINK bei geringeren Windgeschwindigkeiten bereits an
- kann der WINK durch Regelung des Anstellwinkels die Wirbelstärke kontrollieren und damit Windschwankungen ausgleichen

Daher erreicht der WINK eine größere jährliche Energieausbeute. Unter Berücksichtigung der untenstehenden Leistungskennlinie und der am Standort List/Sylt herrschenden Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeiten ergibt sich für 100 m Nabenhöhe diese Summenkurve der zu gewinnenden Energie pro Jahr. Bezugsgeschwindigkeit ist die gemessene Windgeschwindigkeit in 12 m Höhe.

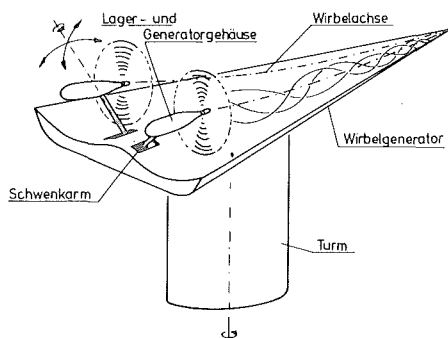


Leistungskennlinie eines WINK

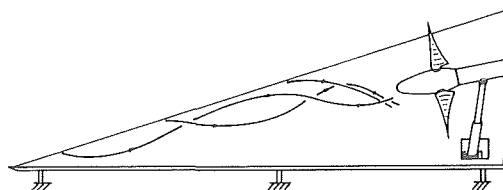


Jahresenergiegewinn am Standort List/Sylt

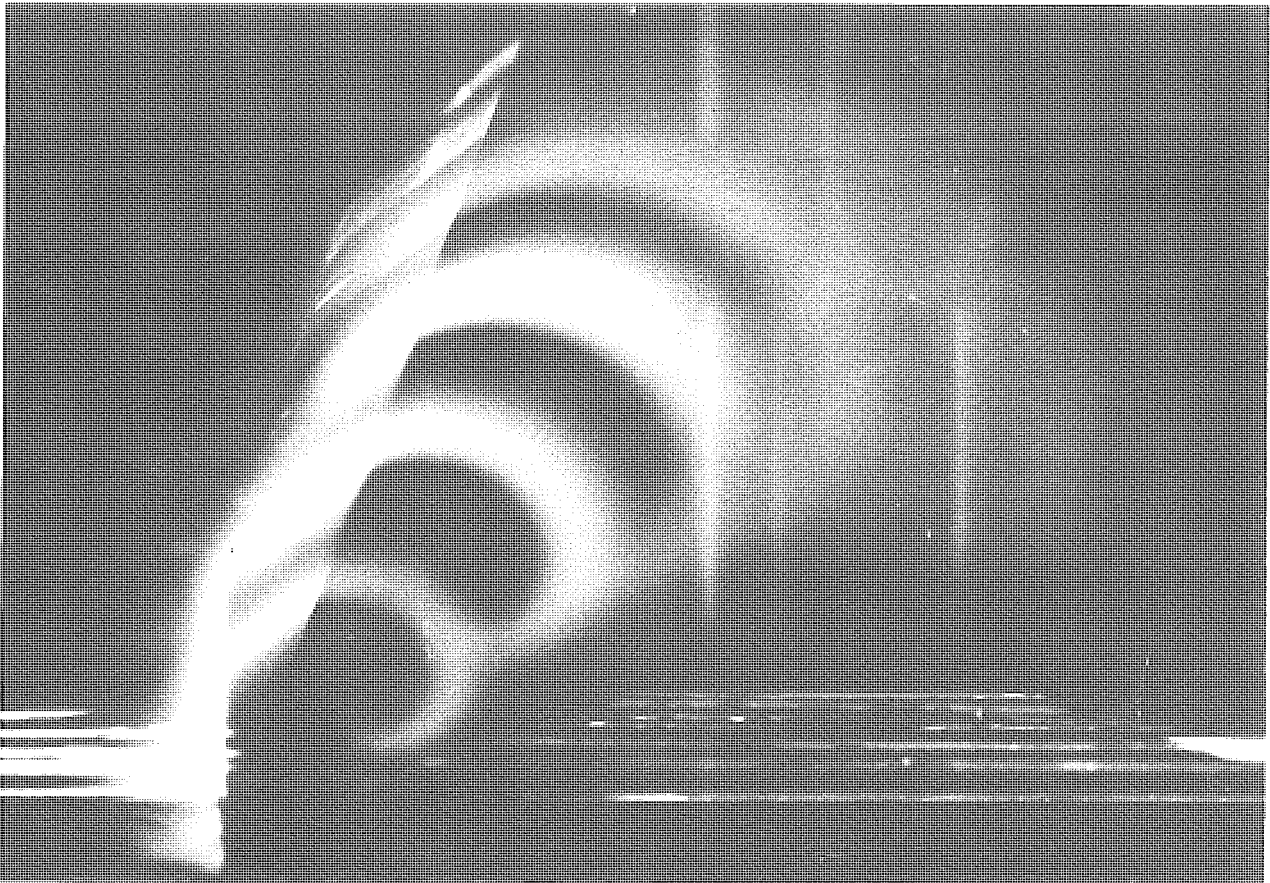
So könnte ein WINK aussehen



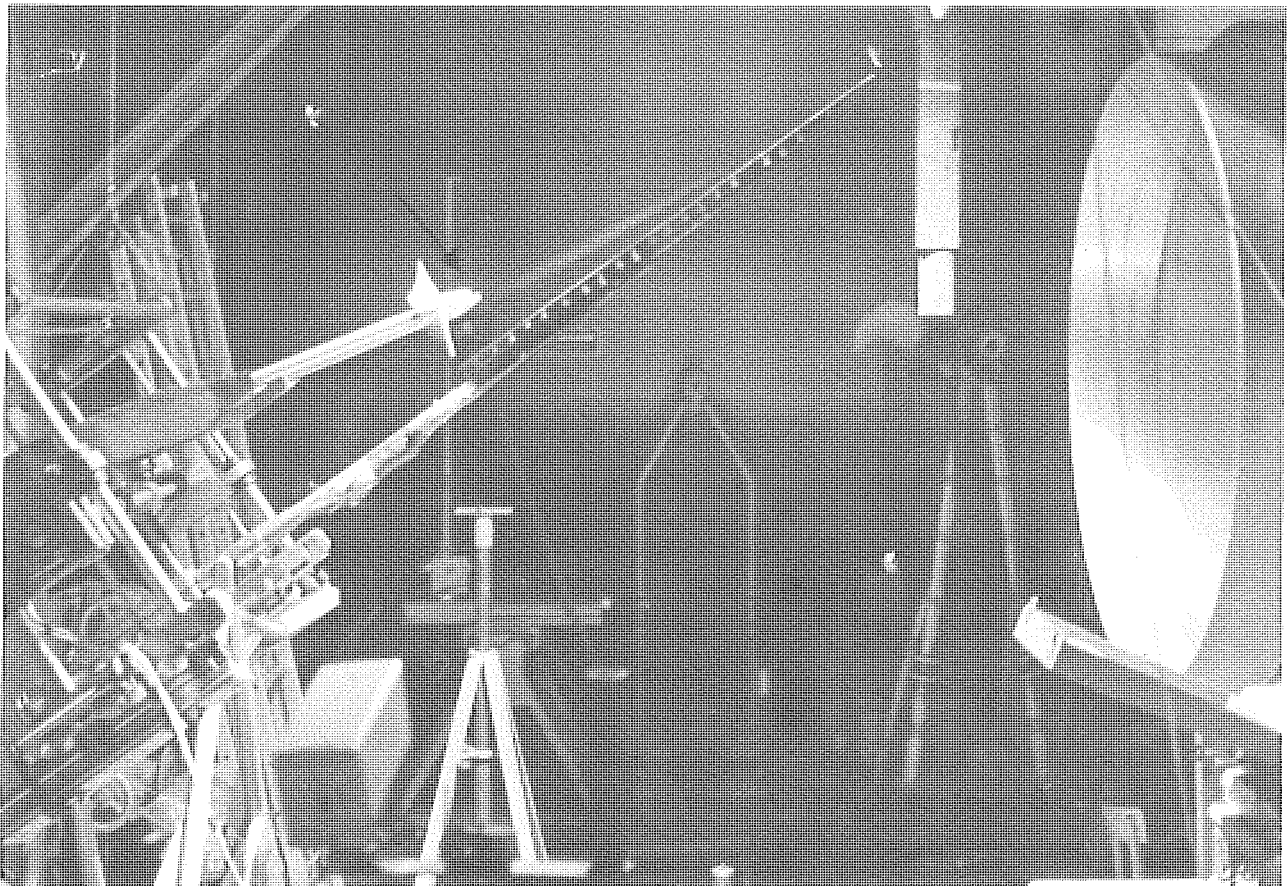
Eine aufgeständerte Version für große Leistungen (5-10 MW)



Eine strukturell einfachere Version mit Halbflügel, der senkrecht in Bodennähe steht (< 5 MW, siehe Titelbild)



Wirbelstruktur am Halbmodell - Sichtbarmachung mit Rauch



Windenergiekonzentration im Windkanal. Der stabile Wirbel - sichtbar gemacht durch kondensierte Luftfeuchte in der Mitte des Bildes - wird durch das schwarze Deltastrukturteil erzeugt und treibt die kleine weiße Turbine links (Pfeil!) an. Mit dem Rotor ist eine in 5 Freiheitsgraden ausrichtbare Leistungsbremse in einer Einheit gekoppelt.

Berechnung großer Rotorblätter aus der Sicht des Berechnungsingenieurs

John H. Argyris *

Kurt A. Braun *

Werner Lang **

Zusammenfassung:

Für die Auslegung von Rotorblättern großer Windenergieanlagen sind umfangreiche Berechnungen nötig. Im vorliegenden Bericht wird nur auf einen Teil der Finite Elemente Berechnung eingegangen. Es handelt sich dabei um die Erstellung der Querschnittsdaten für Rotorblätter, die bei vorgegebener Profilkontur, Holmgeometrie, Materialart und Wandstärkenverteilung automatisch und für die Weiterverwendung in einem FE-System geeignet erzeugt werden. Die Eingabe bzw. Änderung der typischen Parameter kann durch den Berechnungsingenieur interaktiv an einem Bildschirm vorgenommen werden. Eine iterative Anpassung der Struktur ist somit leicht und schnell möglich, was Kosten und Zeitaufwand bei der Auslegung der Blätter reduziert.

* Universität Stuttgart, Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen

** Statik und Dynamik Forschungsgesellschaft mbH., Stuttgart

Schematischer Ablauf der FE-Berechnung

Der Finite Elemente Berechnung ist eine aerodynamische Auslegung der Rotorblätter vorgeschaltet. Hier werden unter Berücksichtigung der Windverhältnisse für ein Blatt gegebener Länge unter anderem Profiltyp, Tiefenverteilung, Dickenverteilung und Verwindung festgelegt. Diese aerodynamisch vorgegebene Flügelgeometrie steht dem Ingenieur zur Verfügung, um die tragenden Bauteile, z.B. einen Kastenholm, im Rotorblatt unterzubringen. Er muß dabei die Geometrie der tragenden Teile und die zu verwendenden Materialien festlegen. Die Eingabe dieser Informationen erfolgt interaktiv am Bildschirm für die verschiedenen Flügelschnitte. Aus diesen Holmdaten werden die äquivalenten Balkenwerte errechnet, welche als Eingabedaten für die anschließende FE-Rechnung benötigt werden. Dieser aufwendige und mühsame Rechenschritt mußte bisher vom Berechnungsingenieur selbst ausgeführt und die Balkenquerschnittswerte für die verschiedenen Blattpositionen in das FE-Programm eingegeben werden.

Mit Hilfe einer statischen FE-Analyse des als Balkenmodell idealisierten Rotorblattes können Kräfte, Spannungen und Verschiebungen infolge verschiedener Auslegungslasten (z.B. Eigengewicht) bestimmt werden. Der Berechnungsingenieur ändert nun seine Holmdaten so lang, bis die Reaktionen der Struktur zufriedenstellend sind. Dies macht es in der Regel nötig, die Holmdaten sehr häufig zu ändern und jeweils die äquivalenten Balkenwerte zu ermitteln. Die Automatisierung des letzten Schrittes, verbunden mit einer entscheidenden Erleichterung der Eingabe bzw. Änderung der Holmdaten, bedeutet eine erhebliche Ersparnis an Arbeitszeit und Kosten.

Ist die statische Auslegung des Blattes zur Zufriedenheit abgeschlossen, muß noch eine dynamische Untersuchung durchgeführt werden, die Stabilitätsaussagen und die Zeitantworten der Struktur liefert. Auch hier wird es in der Regel nötig sein, die Holm- bzw. Strukturdaten mehrmals zu ändern, bevor zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden.

Zur Interpretation der FE-Ergebnisse ist es bei der verwendeten Balkenidealisierung nötig, die verallgemeinerten Balkenkräfte auf

Spannungen im Holm umzurechnen. Um den Berechnungsingenieur zu entlasten, geschieht dies ebenfalls automatisch. Durch übersichtliche, vom Computer erstellte graphische Darstellung von Spannungen und Verschiebungen ist eine schnelle Interpretation der Ergebnisse möglich.

Im folgenden soll nur die Eingabe bzw. Änderung der Holmdaten beschrieben werden.

Eingabe der Holmdaten

Bei der Idealisierung eines Rotorblattes als Balkenmodell mit Hilfe von Finiten Elementen benötigt man für jeden Knotenpunkt bzw. Endpunkt des einzelnen Balkenelements die charakteristischen geometrischen Daten. Bei den in unseren bisherigen Untersuchungen verwendeten Balkenelementen BECOS und BETACX des FE-Systems ASKA / 1 / sind dies

- o Querschnittsfläche
- o Trägheitsmomente
- o St.Venant Torsionskonstante
- o Reziproke Schubflächen
- o Koordinaten des Schubmittelpunktes

(vgl. dazu Tab. 1 und Abb. 2 und 3)

Zusätzlich werden für die dynamische Untersuchung noch Massen- und Trägheitsgrößen ermittelt:

- o Koordinaten des Massenschwerpunktes
- o Masse des Blattquerschnitts
- o Massenträgheit um den Schwerpunkt

wobei die letzten beiden Größen auf die Längsausdehnung des Blattes bezogen sind (z.B. dm / dr).

Der Querschnitt des Rotorblattes wird als mehrzellige, geschlossene Schale idealisiert. Sie darf Wände, Stege und Holme aus unterschiedlichen Materialien aufweisen, so daß aus verschiedenen Werkstoffen aufgebaute Verbundflügel behandelt werden können.

Das Programm zur interaktiven Eingabe der Holmdaten fragt über den Bildschirm sämtliche benötigten Daten ab, wie z.B.

- o Anzahl der Blattquerschnitte
- o sollen die Querschnitte graphisch dargestellt werden?
- o Zahl der Schubstege
- o Zahl der Flansche auf Holmober- und Holmunterseite
- o Koordinaten der Schaleneckpunkte
- o Anordnung der Wände, Schubstege und Flansche
- o Materialwerte für die einzelnen Teile
- o Wandstärken für Wände und Schubstege.

Zur Vereinfachung der Eingabe erfragt das Programm, ob gewisse Sonderfälle vorliegen, wie z.B.

- o Holmkoordinaten durch ein bekanntes Profil definiert?
- o Senkrechte Schubstege?
- o Holmwände parallel zur x-Achse?
- o Konstante Wandstärke im Querschnitt?
- o Konstanter E-Modul über den Querschnitt?
- o Reine Flansch-Idealisierung?

und überspringt beim Vorliegen eines Sonderfalles die jeweils überflüssig gewordenen Fragen an den Ingenieur.

Darstellung des Profils und der Holmgeometrie

Auf Wunsch kann für die Blattschnitte die Profil- und/oder Holmkontur automatisch gezeichnet werden. Die Profilgeometrie kann über

- o Unterprogramm (bisher NACA 00-Serie) mit Parametern
- o Datenfile mit Wertepaaren (bisher FX 77-W-153)

festgelegt werden. Es ist deshalb sehr einfach, neue Profile einzubauen. In Abb. 4 ist z.B. das FX 77-W-153 Profil samt dem

vom Berechnungsingenieur vorgesehenen Holm dargestellt. In diesem Fall werden nur die Positionen der senkrechten Schubstege angegeben und bestimmt, daß die Holmeckpunkte auf der Profilkontur liegen sollen. In Abb. 5 ist der Holm allein dargestellt. Das NACA 0052 wurde in Abb. 6 samt dem eingepaßten Holm dargestellt.

Die graphische Darstellung von Holm und Profil trägt wesentlich zur Übersichtlichkeit bei und läßt eventuell vorhandene Fehler noch vor dem Beginn der Berechnungen erkennen und verbessern.

Berechnung der Balkenquerschnittsdaten

Die weiter oben erwähnten Balkenquerschnittsdaten werden berechnet und dem FE-Programm (in unserem Falle ASKA) zur Verfügung gestellt.

Darstellung der Ergebnisse

Die aus den verallgemeinerten Balkenkräften, die als Ergebnis der FE-Berechnung anfallen, bestimmten Spannungen werden in einem Bild analog zu Abb. 6 automatisch eingetragen und lassen eine schnelle Auswertung zu. Dieser Teil befindet sich z.Zt. noch in Arbeit.

Literaturverzeichnis

/1/ - , ASKA UM 202, ASKA Part I, Linear Static Analysis, User's Reference Manual, ISD-Report No. 73, Stuttgart 1971, Revision F, 1979

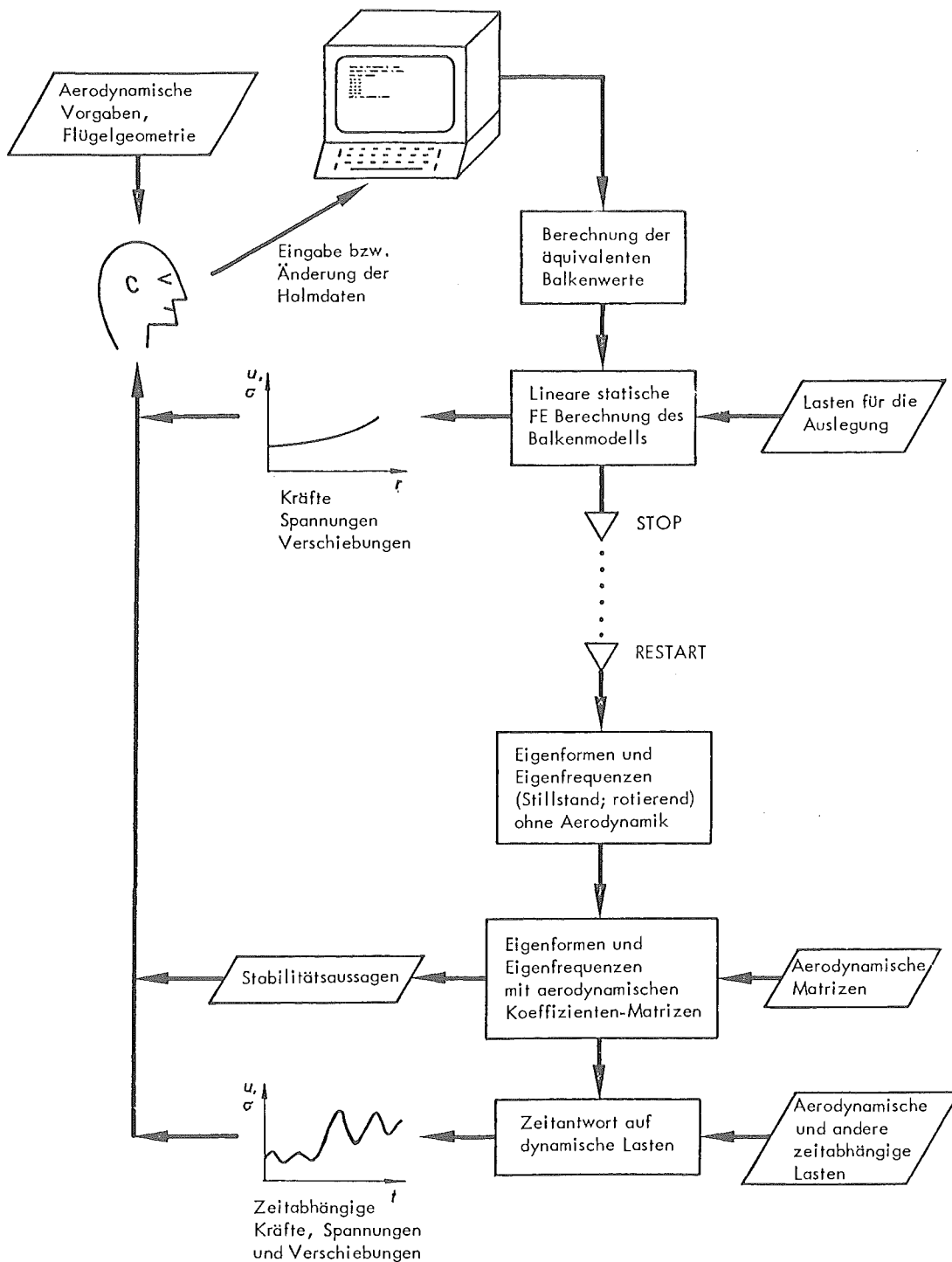
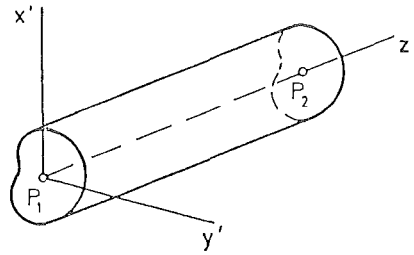


Abb. 1 BLOCKDIAGRAMM FÜR DIE LINEARE ROTORBLATTBERECHNUNG

BECOS



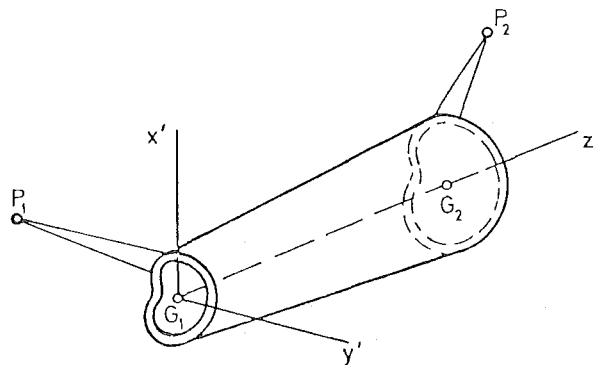
Solid beam of constant cross-section, St.Venant torsion, no shear effects in bending

Number of nodes 2, located on centroid of end cross-sections

Degrees of freedom $u, v, w, \phi_x, \phi_y, \phi_z$ at each node

Abb. 2 DAS BECOS ELEMENT

BETACX



Closed thin-walled tube with linear taper connected to eccentric nodal points,
St.Venant torsion, shear effects in bending

Number of nodes 2

Degrees of freedom $u, v, w, \phi_x, \phi_y, \phi_z$ at each node

Abb. 3 DAS BETACX ELEMENT

Element Type		BECOS	BECOC	BECOP	BECOSX		BECOCX		BECOPX		BETAC node 1 node 2		BETACX node 1 node 2	
Total number of Input Data		8	13	11	14		19		17		20		26	
Area of cross-section	A	1	1	1	1		1		1		1	2	1	2
Moments of inertia	I_x	2	2	2	2		2		2		3	4	3	4
	I_y	3	3	3	3		3		3		5	6	5	6
	I_{xy}	4	4	4	4		4		4		7	8	7	8
St Venant torsion constant	J	5	5	5	5		5		5		9	10	9	10
Torsion-bending constant				6					6					
Reciprocal shear areas	A_x^{-1}		6				6				11		11	
	A_y^{-1}		7				7				12		12	
	A_{xy}^{-1}		8				8				13		13	
Co-ordinates of P_0	x_0	6	9	7	6		9		7		14		14	
	y_0	7	10	8	7		10		8		15		15	
	z_0	8	11	9	8		11		9		16		16	
Co-ordinates of shear center	x_E		12	10			12		10		17	19	17	19
	y_E		13	11			13		11		18	20	18	20
Rigid lever-arm	e_x				node 1 9	node 2 12	node 1 14	node 2 17	node 1 12	node 2 15			21	24
	e_y				10	13	15	18	13	16			22	25
	e_z				11	14	16	19	14	17			23	26

Tab. 1

GEOMETRISCHE EINGABEDATEN FÜR VERSCHIEDENE ASKA-BALKENELEMENTE

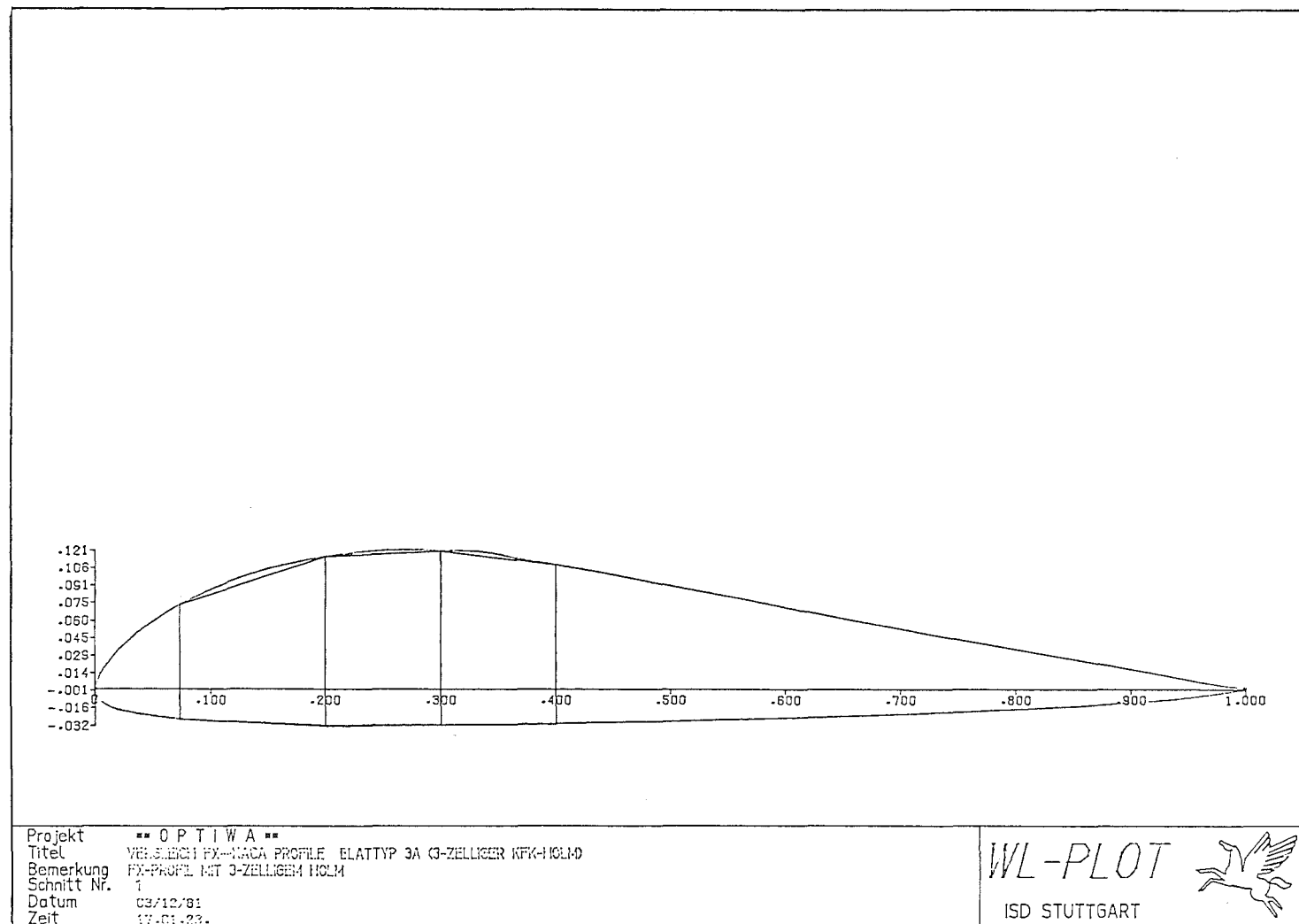


Abb. 4

PROFIL FX 77-W-153 SAMT HOLM

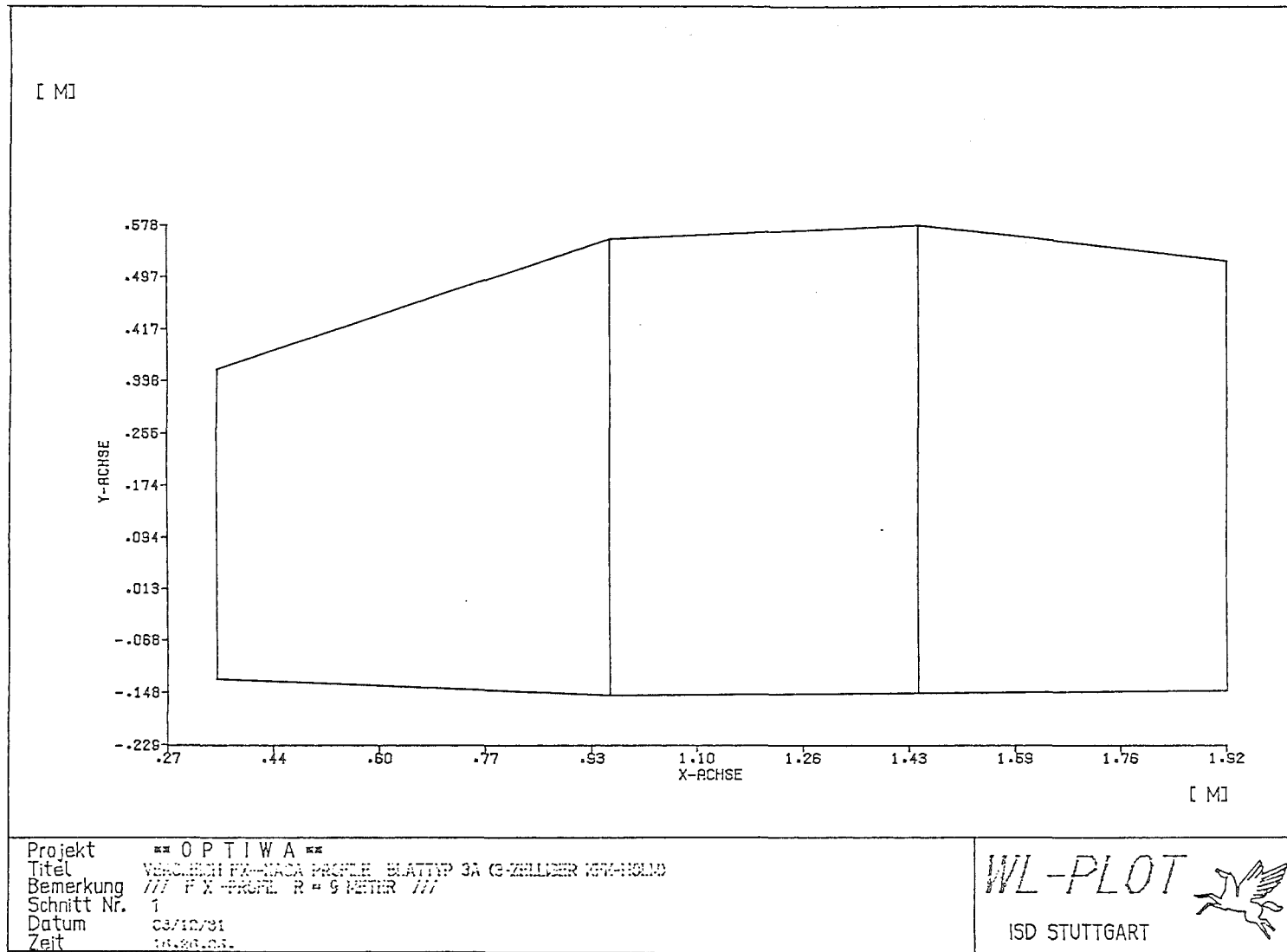


Abb. 5

DREIZELLIGER HOLM ZU PROFIL FX 77-W-153

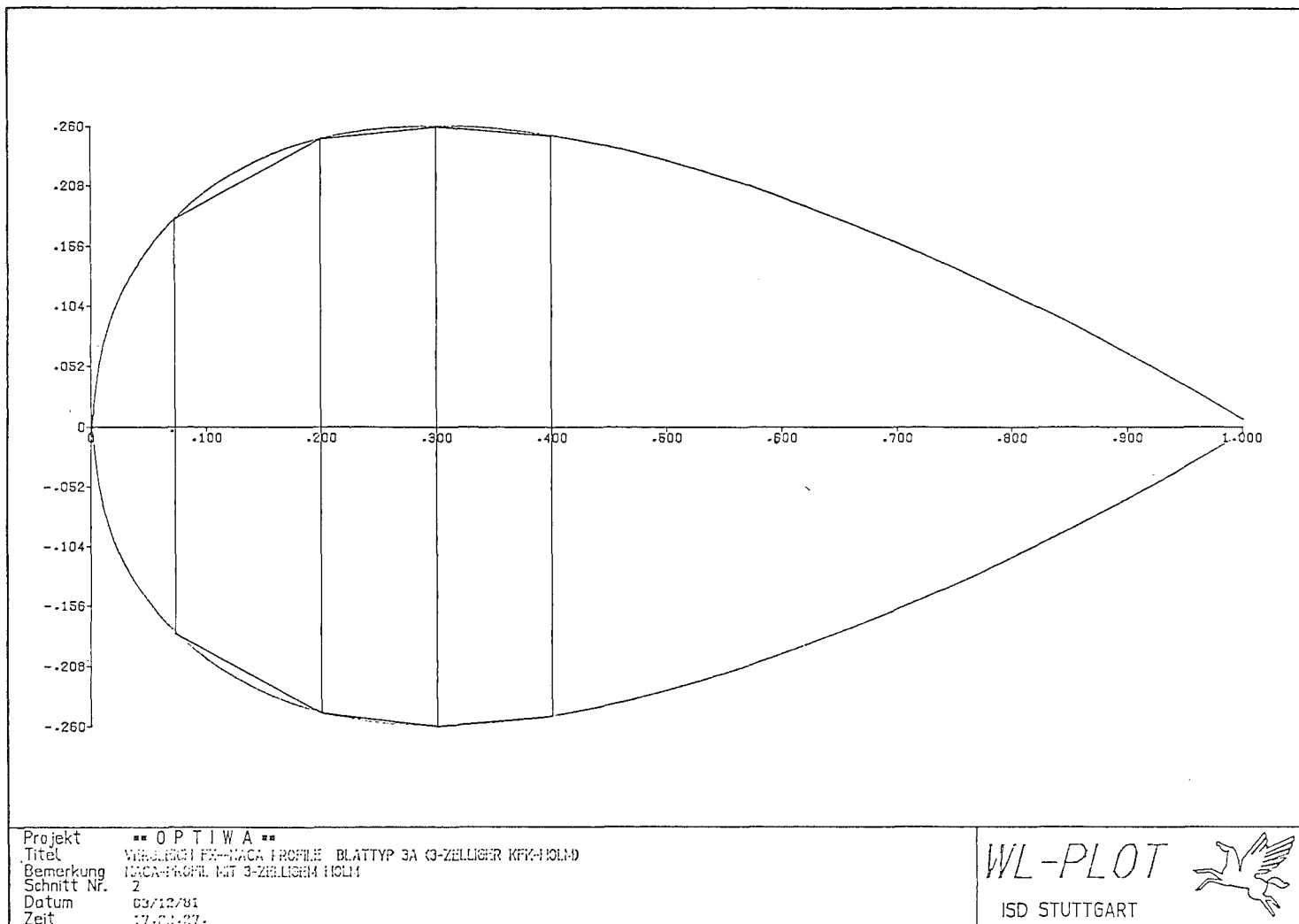


Abb. 6

PROFIL NACA 0052 SAMT HOLM

Vorhaben ET 4375 A

"Flügeltechnologieprogramm
für große Windenergieanlagen"

D. Muser

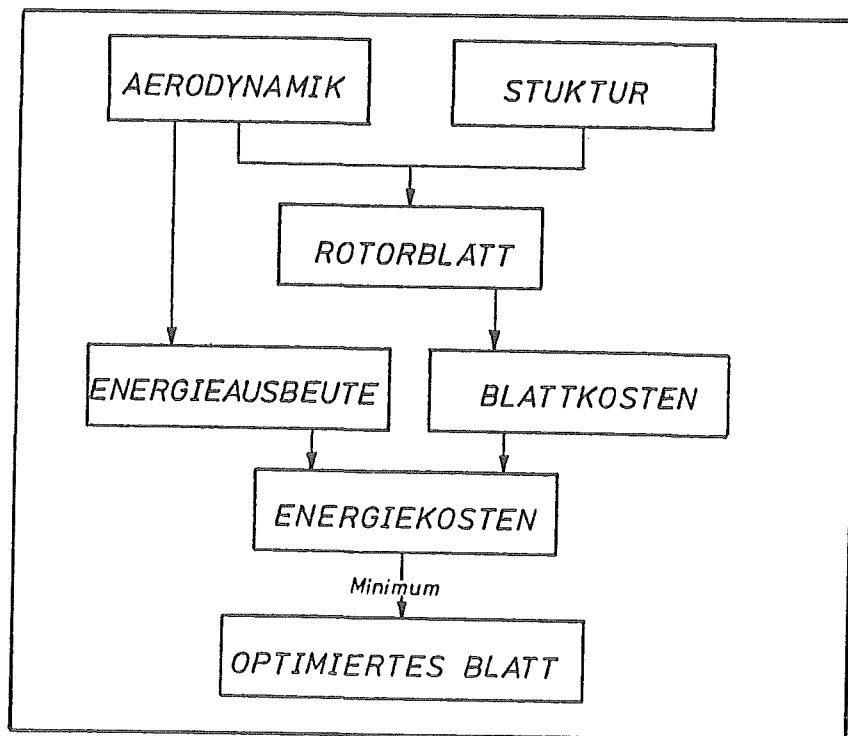
Im folgenden werden verschiedene Probleme geschildert, die sich bei der ersten Phase des Flügeltechnologieprogrammes als hinderlich für eine schnelle und exakte Optimierung von großen Rotorblättern ergab. Dabei sind die einzelnen Probleme von verschiedener Wichtigkeit und haben unterschiedlichen Einfluß auf den Rotorblattentwurf.

Entwicklung eines optimierten Rotorblattes

Hauptziel des Flügeltechnologieprogrammes ist die Entwicklung kostengünstiger Rotorblätter. Dabei kann das Rotorblatt nur teilweise als isoliertes System betrachtet werden, da wesentliche Rückwirkungen des Rotorblattes auf das gesamte System vorhanden sind.

Unter der Annahme gleicher Gesamtanlagenkonzepte und damit gleicher Rotor-konzepte - z.B. GROWIAN - ist jedoch eine weitgehend vereinfachende Betrachtungsweise für ein isoliertes Rotorblatt zulässig.

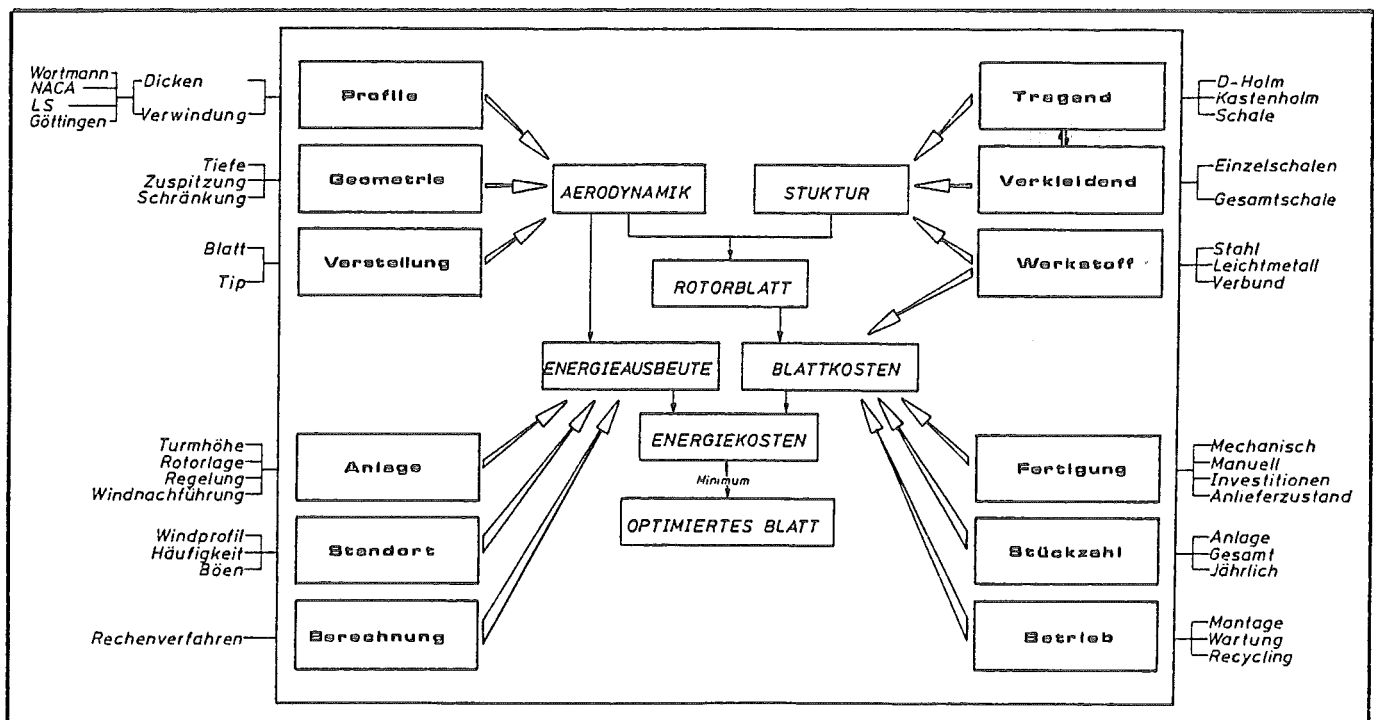
Der Weg der Optimierung eines Blattes führt hierbei über die Hauptmerkmale Aerodynamik und Strukturkonzept zum Rotorblattentwurf. Die damit gewonnene Energieausbeute ergibt mit den aufzuwendenden Strukturkosten die Energiekosten. Erreichen diese ein Minimum, so kann von einem kostenoptimierten Blatt gesprochen werden.



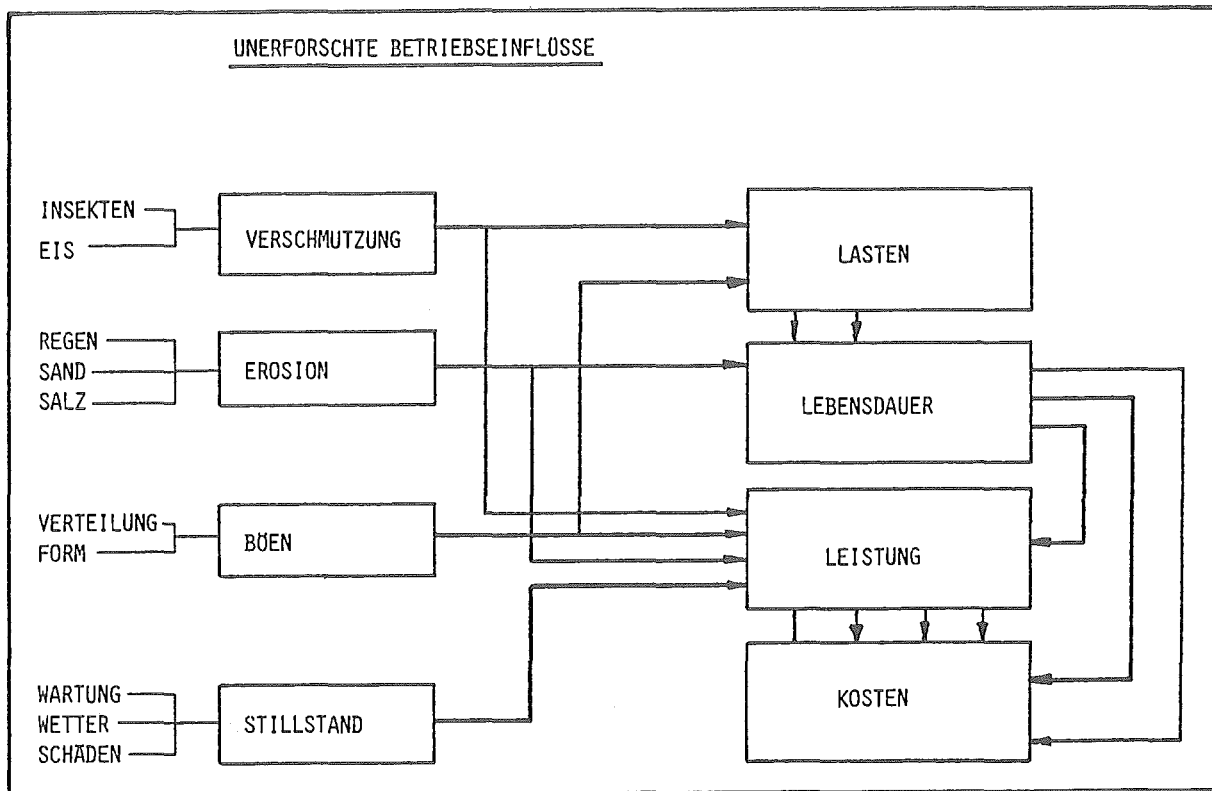
Einflüsse auf das Rotorblatt

Während für das Rotorblatt die Auswirkungen von Profil, Geometrie und Verstellphilosophie sowie die Wechselwirkungen von tragender und verkleidender Struktur in Kombination mit dem Werkstoff getrennt betrachtet werden können, sind die weiteren Einflüsse auf Energieausbeute und Blattkosten auch für die Gesamtanlage maßgebend.

Für ein Flügeltechnologieprogramm begrenzten Umfangs lassen sich jedoch aus der Gesamtmatrix der Lösungen nur einige Kombinationen herausgreifen. Nach den gewonnenen Erfahrungen mit GROWIAN gilt es, vor allem neuere Aspekte der Profile und Verstellung in Verbindung mit der Struktur zu untersuchen. Jedoch schon beim Vergleich errechneter Daten mit denen anderer Anlagen wird der Einfluß z.B. der Berechnung, des Standortes, der Gesamtanlage und der vorgesehenen Stückzahl sehr deutlich und kann zu Verzerrungen führen.



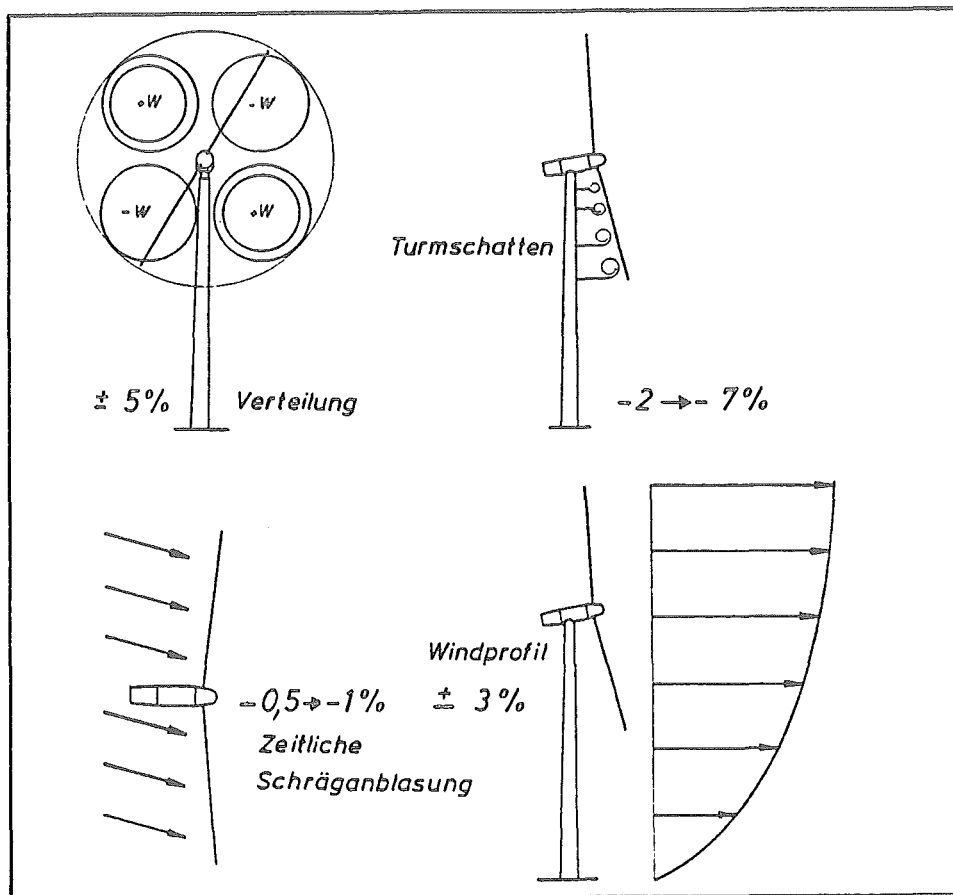
Gleichzeitig können verschiedene Betriebseinflüsse derzeit in ihren Auswirkungen nur grob abgeschätzt werden. Die Einflüsse der Verschmutzung (Zunahme der Rauigkeit um den Faktor 10 bei Insekten) oder der Erosion auf Lasten, Leistung und Lebensdauer sind weitgehend unbekannt.



Für die Verteilung der Böen und ihre Häufigkeit liegen genauso wenig Erkenntnisse vor, wie die später zu erwartenden Stillstandszeiten einzuschätzen sind.

Leistungsvergleich

Aus der vorgenommenen Kostenschätzung lassen sich deshalb keine gesicherten Erkenntnisse über die zu erwartenden Energiekosten ableiten. Gleichzeitig muß bei dem Vergleich verschiedener Anlagengrößen und Typen beachtet werden, daß die nur teilweise experimentell abgesicherten Berechnungsergebnisse über die Leistungsverluste durch Windverteilung, Turmschatten, Windrichtungsschwankung und Windgradient durchaus zu unterschiedlichen Ergebnissen kommen können.



So können Veränderungen der Leistungsausbeute durch

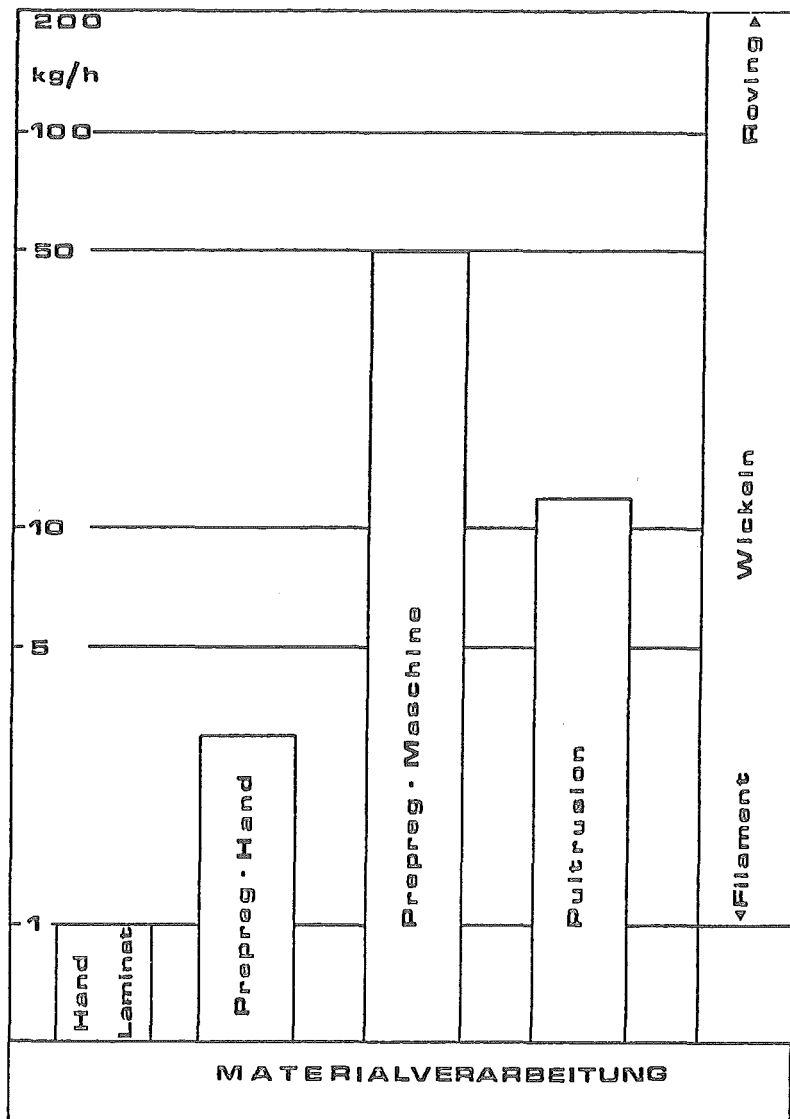
die Windverteilung	\pm	5	Prozent
dem Turmschatten	-	2 bis - 7	Prozent
die Schräganblasung	-	0,5 bis -1	Prozent und
den Windgradienten	\pm	3	Prozent betragen.

Im Überlagerungsfall können somit je nach Rechenansatz Unterschiede erreicht werden, deren Anteil, bezogen auf die Energieausbeute, bis zum Anteil der Rotorblätter an den Anlagenkosten gehen können.

Kostenentwicklung

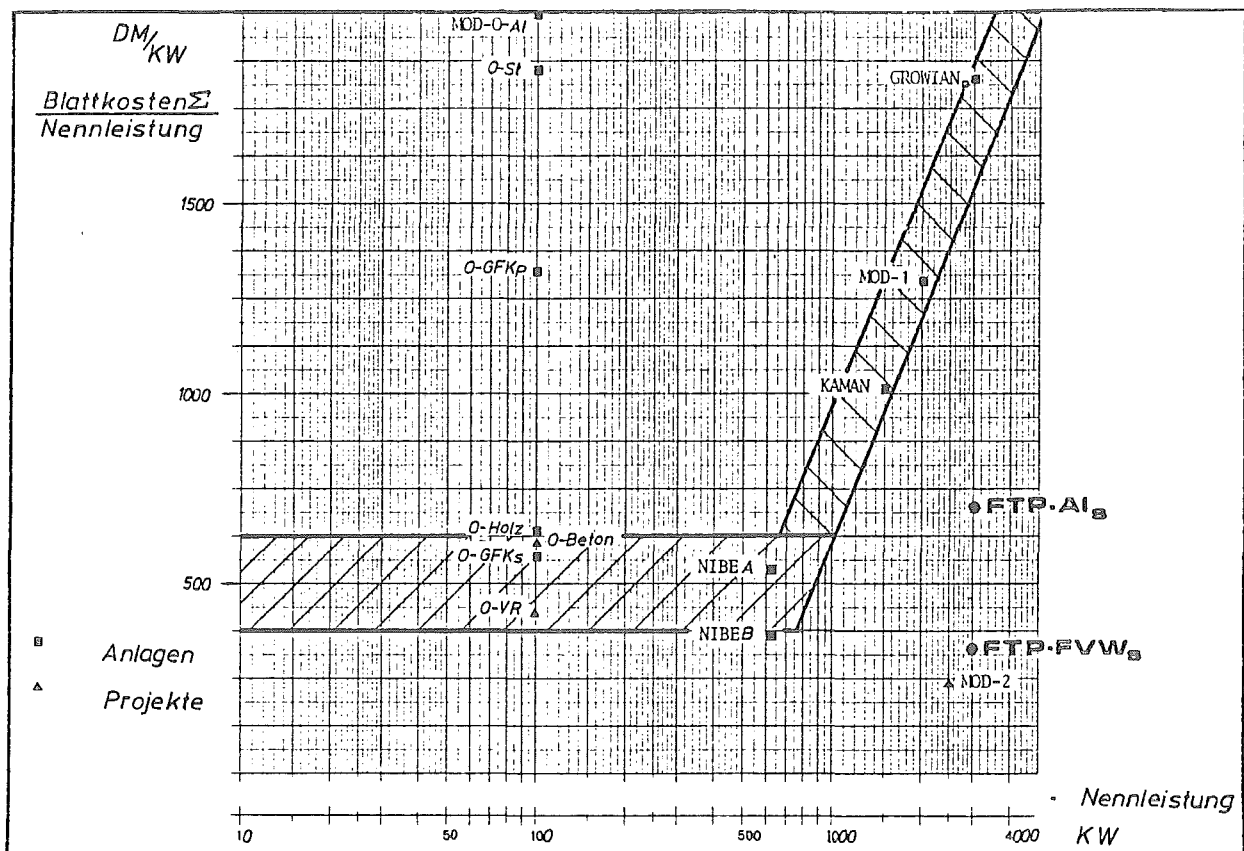
Ebenso schwierig wird die Voraussage der Kostenentwicklung in der Rotorblattfertigung. Berücksichtigt man die optimistischen Kostenschätzungen der Kohlenstofffaserhersteller mit einem Minimalpreis von 30 DM/kg für das Jahr 1990, so kann es möglich sein, ein Rotorblatt zu entwickeln, dessen Kosten bis zum Jahr 1990 gleich bleiben, trotz steigender Harz-, Glasfaser- und Lohnkosten. Unter diesen Voraussetzungen würde die Entwicklung eines Kohlenstoffblattes weitere Vorteile bringen.

Grundbedingung hierzu ist die Entwicklung rationeller Fertigungstechniken und zerstörungsfreier Prüfmethoden für Faserverbundbauteile. Der gegenwärtige Stand der Verarbeitungsgeschwindigkeiten von Faserverbunden ist stark unterschiedlich. Pro Arbeitsplatz oder Maschine liegen die Werte zwischen 1 kg/Stunde und 200 kg/Stunde. Dabei wird von GFK ausgegangen, wobei eine einfache Umrechnung auf andere Werkstoffe über die Dichte der verschiedenen Fasern möglich ist. Unterschiedliche Schwierigkeiten bei der Verarbeitung seien dabei unwesentlich. Es ergibt sich daraus, daß bei geeigneter Konstruktion des Blattes das Wickeln mit Rovings hoher Einzel-fadenzahl z.Zt. als die günstigste Fertigungsmethode erscheint.



Bestätigt wird dies durch die amerikanischen GFK-Rotorblätter von Kaman und Hamilton Standard.

Problematisch wird die Umsetzung dieser möglichen Verarbeitungszeiten auf eine "Serienproduktion" von Rotorblättern. Vergleiche mit den aus Amerika bekannten Zahlen für 1000 Rotorblätter in 10 Jahren können angestellt werden. Die sich daraus ergebende Stückzahl von 100 Blättern pro Jahr muß jedoch nicht unbedingt zum niedrigsten Preis führen. Gerade bei Großbauteilen mit hohen Investitionen für Fertigungsanlagen können sich die Herstellkosten mit zunehmender Stückzahl wieder erhöhen, wenn die Anlagen nicht völlig ausgelastet sind. Im gegenwärtigen Stand der Optimierungsarbeiten für große Windrotorblätter muß man deshalb die Stückzahlen nach optimalen Fertigungsmethoden ausrichten. Für das Leichtmetallblatt ergibt sich z. Zt. eine optimale Stückzahl von 38 Stück pro Jahr. Ähnliche Ergebnisse (32 GFK-Blätter) sind von Hamilton Standard bekannt. Preisvergleiche mit anderen Anlagen können deshalb zwar durchgeführt werden, sind jedoch schwierig zu bewerten.



Die für Serienfertigung ermittelten Kosten der Leichtmetall- und der Faser-verbundversionen erreichen etwa das für die MOD-2 angegebene Niveau. Dies entspricht einem Preis von ca. 0,4 Pfennig/Kilowattstunde. Um diese niedrigen Kosten erreichen zu können - die um den Faktor 4 unter den jetzt erreichten GROWIAN-Blattkosten liegen - muß noch wesentliche Fertigungs- und Materialentwicklung betrieben werden.

Material- und Fertigungsentwicklung

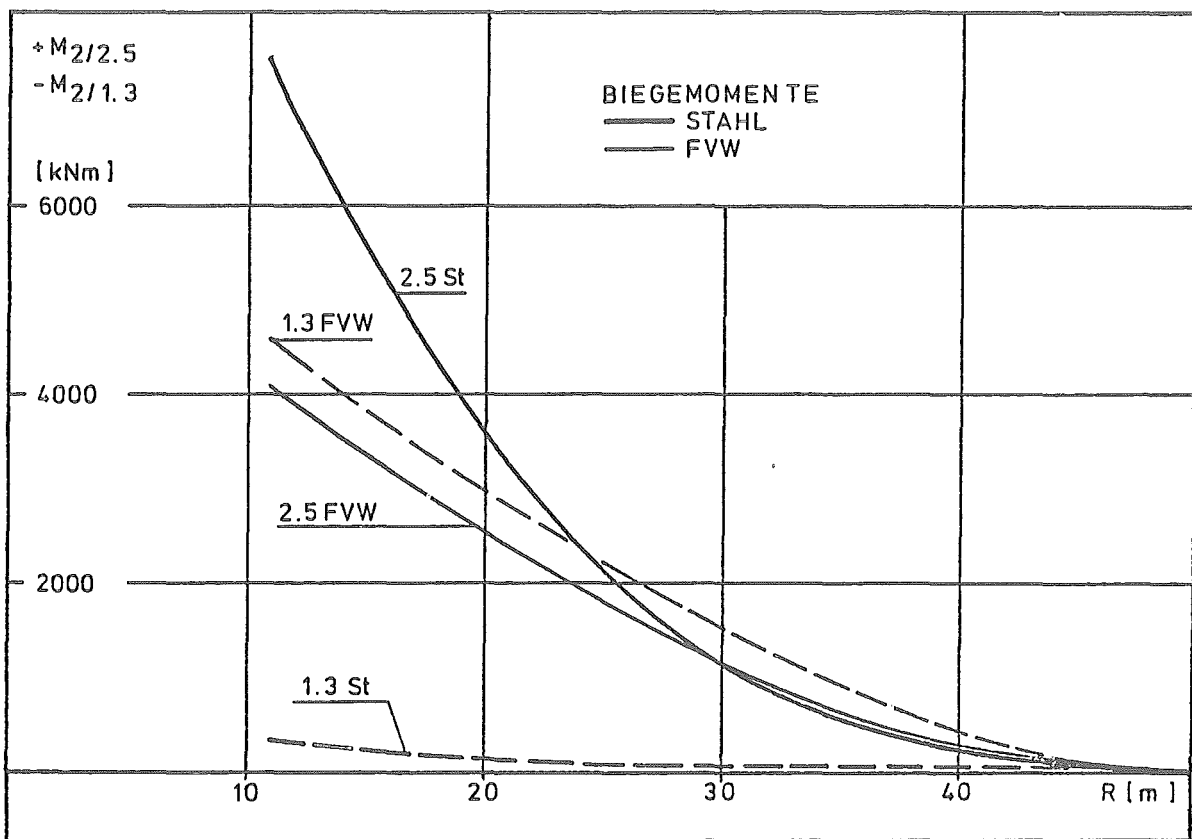
Materialentwicklung bedeutet nicht die Ermittlung von einfachen Kennwerten, sondern die Erarbeitung kostengünstiger Materialien für die bei Windenergieanlagen auftretenden Anforderungen hinsichtlich Bewitterung und Belastung.

<u>MATERIALENTWICKLUNG</u>		
FASERVERBUND	* PREPREGS	<ul style="list-style-type: none"> ◦ NIEDRIGER HÄRTEDRUCK ◦ NIEDRIGE HÄRTETEMPERATUR ◦ LANGE LAGERFÄHIGKEIT
	* GEWEBE	<ul style="list-style-type: none"> ◦ DIAGONALE FASERRICHTUNG ◦ HOHES FLÄCHENGEWICHT
HALBZEUGE	* METALL	<ul style="list-style-type: none"> ◦ STRANGPRESSPROFILE ◦ GUTE KORROSIONSBESTÄNDIGKEIT ◦ HOHE DYNAMISCHE KENNWERTE
	* VERBUND	<ul style="list-style-type: none"> ◦ STRANGZIEHPROFILE ◦ HALBHARTE ELEMENTE

Für die verschiedenen Materialien sind unterschiedliche Entwicklungen notwendig, die sowohl die Fertigungsgeschwindigkeit erhöhen - und damit die Fertigungskosten senken -, als auch die Lebensdauer der Bauteile verbessern sollen. Hier gilt es besonders auf dem Verbundwerkstoffsektor, der jüngsten Gruppe der Konstruktionsmaterialien, die im Material liegenden Möglichkeiten voll zu nutzen und damit insgesamt die Kosten zu senken.

<u>FERTIGUNGSENTWICKLUNG</u>		
METALL	* STAHL	◦ VERFORMUNGSTECHNIK
	* LEICHTMETALL	◦ VERFORMUNGSTECHNIK ◦ VERBINDUNGSTECHNIK
FASERVERBUND	* PREPREG	◦ ABLEGEROBOTER ◦ PROFVERFAHREN
	* WICKELN	◦ TRÄNKVERFAHREN ◦ WICKELGESCHWINDIGKEIT ◦ PROFVERFAHREN
	* ALLGEMEIN	◦ HÄRTEZYKLUS ◦ VERBINDUNGSTECHNIK

Dabei muß der Einfluß verschiedener Konzepte auf die Gesamtanlage berücksichtigt werden. Ebenso können sich notwendige Konstruktionsänderungen zwingend ergeben. Betrachtet man für zwei Lastfälle am Beispiel GROWIAN die Biegemomentenverläufe über der Blattlänge, so sind für eine Lebensdauerberechnung der Nabe für Stahl der LF 1.3 (Nennbetrieb) nicht so maßgebend wie für ein Faserverbundblatt. Mit den zugrunde gelegten Massen von 16300 kg für das Stahlblatt und 4.800 kg für das GFK/CFK-Blatt wird hierfür LF 1.3 dominant, da er in der gleichen Größenordnung liegt wie 2.5 (Negativböe). Sinnvollerweise würde damit eine Nabenkonstruktion Rücksicht auf die geänderten Lastverhältnisse nehmen müssen.



Für die Dimensionierung dieser Bauteile mit den auftretenden Lastwechselzahlen zwischen 10^8 und 10^9 liegen jedoch wenig gesicherte Daten vor. Dies gilt gleichermaßen für die Art der Lebensdauerberechnung.

Zusammenfassung

Unter Berücksichtigung dieser verschiedenen Aspekte können zusammenfassend folgende Aufgabengebiete weiterer Windenergieforschung herausgearbeitet werden:

- Lastenheft
- Leistungsberechnung
- Materialentwicklung
- Fertigungsentwicklung
- Erprobung

ENTWICKLUNGSGEBIETE		
LASTENHEFT	<ul style="list-style-type: none"> * WIND * BÜEN * UMWELT 	<ul style="list-style-type: none"> o RICHTUNG o PROFIL o VERLAUF o HÄUFIGKEIT
LEISTUNG	<ul style="list-style-type: none"> * BERECHNUNG * MESSUNG 	<ul style="list-style-type: none"> o ANNAHMEN o VERFAHREN o VERFAHREN o BERECHNUNGSPRÜFUNG
MATERIAL	<ul style="list-style-type: none"> o EIGNUNG * NACHWEIS 	<ul style="list-style-type: none"> o FERTIGUNG o LASTENHEFT o KENNWERTE DYNAMISCH o RECHENVERFAHREN
FERTIGUNG	<ul style="list-style-type: none"> * METHODEN * KOSTEN 	<ul style="list-style-type: none"> o GROSSBAUTEILE o SERIE o ENTWICKLUNG o FERTIGUNG
ERPROBUNG	<ul style="list-style-type: none"> * LEISTUNG * LEBENSDAUER 	

Mit zunehmenden Kenntnisstand dieser Grundlagen werden auch die Weiterentwicklung großer Rotorblätter leichter und schneller zu niedrigeren Energiegewinnungskosten führen.

ZUR ANALYSE DER GESAMTDYNAMIK VONGROWIAN I

Dr.-Ing. K. Kehl, MAN - Neue Technologie

Übersicht:

Es werden Rechenprogramme zur Analyse des gesamtdynamischen Verhaltens von GROWIAN I vorgestellt. An einigen exemplarischen Beispielen werden Probleme und Lösungsmöglichkeiten, die aus dynamischer Sicht auftreten, diskutiert.

1. Einleitung

Große Windkraftanlagen mit horizontaler Rotorachse sind im Stillstand und besonders im Betrieb stark schwingungsanfällig. Infolge des leistungsbehafteten Betriebs treten statische Belastungen auf, die durch Anregungen wie Bodenerschütterungen, Netzstörungen, Regelungseinwirkungen, Anlagenunwuchten und Windstörungen dynamisch vergrößert werden können. Dies hat Auswirkungen auf die Dimensionierung der Anlage, sowohl hinsichtlich der Extremlastfälle als auch der Zeitfestigkeit. Deshalb dürfen bestimmte Schwingungsausschläge und Beschleunigungen nicht überschritten werden.

Aus Betriebs- und Kostengründen müssen große Windkraftanlagen ausdimensioniert sein, weshalb sich im Gegensatz zu früheren Windmühlen wesentliche tragende Bauteile nicht mehr elastisch, quasi starr verhalten. Wegen der konstruktionsbedingten Nachgiebigkeiten (z.B. Turm, Rotorblätter, Antriebsstrang etc.) treten aus dynamischer Sicht einesteils Instabilitätsprobleme, wie z.B. Whirl - Flattern, Biege-/Torsions- und Schlag-/Schwenkflattern der Rotorblätter und zum anderen Schwingungsantworten infolge von Systemstörungen auf.

2. Rechenprogramme zur Analyse der Gesamtdynamik

Im allgemeinen muß ein Rechenmodell zur Bestimmung des gesamtdynamischen Verhaltens großer Windkraftanlagen sowohl die Struktureigenschaften als auch die Kopplungen zur Regelungstechnik mit elektrischem Anlagenteil und der bei vielen Anlagen prozeßgesteuerten Betriebsführung enthalten. Dabei sollten alle Strukturteile, deren relevante Eigenfrequenzen in einer vergleichbaren Größenordnung liegen, elastisch nachgiebig modelliert sein. Ein solches Universalmodell bietet den Vorteil, daß mit ihm bei entsprechender Auslegung praktisch alle interessierenden gesamtdynamischen Probleme behandelt werden können. Dem stehen jedoch als Nachteile ge-

genüber, daß die Entwicklungszeiten solcher umfangreichen Programmsysteme sehr lang und die Benutzerkosten wegen des großen Speicherplatzbedarfs und der langen Rechenzeiten unverhältnismäßig hoch sind.

Deshalb bietet es sich bei GROWIAN I an, gewisse konstruktive Eigenheiten auszunutzen, um bestimmte Einzelprobleme zu entkoppeln. Dies hat zur Folge, daß die oben angeführten Nachteile teilweise vermieden werden. Bild 1. Ein Kriterium, das eine Entkopplung der Regelungstechnik von der Struktur rechtfertigt, sind kleine Zeitkonstanten, die sehr kurze Regelungsverzögerungen zur Folge haben. Dann kann die Regelungstechnik mit der Betriebsführung für sich betrachtet werden, wobei das Rotorblatt als einfache Regelstrecke enthalten ist. Mit dem Programm SIMBR wurden Simulationen des Betriebsverhaltens im Zeitbereich durchgeführt, in das der Wind als stochastische Größe eingeht und als Antworten Blattverstellwinkel, Drehzahl und Leistung in Echtzeit ermittelt werden.

Strukturdynamikprobleme des gekoppelten Rotor-/Turmsystems lassen sich vereinfachen, wenn hinsichtlich symmetrischer Rotorverformungen die tiefste Schlagbiegeeigenfrequenz wesentlich größer als die erste Turmbiegeeigenfrequenz (mit Rotor als Punktmasse) bezüglich der Verformung in Windrichtung ist. Werden außerdem die antimetrischen Rotorbelastungen durch eine Pendelnabe vom Turm entkoppelt, so kann einesteils der Rotor mit einer einfachen Turmidealisierung und andererseits der elastische Turm mit einem starren, pendelnden Rotor modelliert werden (Programm RMOD 1).

Die Rotormodellierung läßt sich mit guter Näherung auf das Problem einachsiger Biegung vereinfachen, wenn die Hauptträgheitsachsen der Rotorblätter unverwunden sind und die äußeren Lasten im Betrieb vornehmlich in einer der Hauptträgheitsrichtungen wirken. Ein Modell, das diese Idealisierungen enthält, ist das Programm RBM, mit dem dynamische Rotorblattschnittkraftgrößen und -verformungen infolge verschiedenster Störungen berechnet wurden.

Konstruktiv bedingte Absenkungen der Rotorschlageigenfrequenzen haben zur Notwendigkeit einer verfeinerten Strukturmodellierung geführt. Zum elastisch nachgiebigen Turm wird der Rotor ebenfalls nachgiebig beschrieben, wobei Schlag- und Schwenkbiegung berücksichtigt wird (Programm RMOD 2).

Eine Kopplung der Struktur mit der Regelungstechnik mit dem elektrischen Netz als zusätzliche Störgröße ermöglicht es, extreme Betriebssituationen wie Netzzusammenbruch bei extrem ungünstigen Windverhältnissen zu simulieren (Programm SIM).

3. Belastungen des Rotors infolge Turmschattenanregung ¹⁾

Das für einachsige Biegung konzipierte Rotorbelastungsmodell (RBM) besteht einesteils aus einem Finite Elemente Teil, mit dem die Eigenschwingungsgrößen des konservativen Systems bestimmt werden Bild 2. Mit der nachgeschalteten Modalanalyse lassen sich alle Eigenschwingungsgrößen des im wesentlichen durch die Luftkräfte gedämpften Systems berechnen.

Das RUNGE - KUTTA - Verfahren dient zur Integration der Bewegungsgleichungen und liefert die dynamischen Antworten im Zeitbereich. Durch direkte Berechnung der komplexen Frequenzgänge nach entsprechender Transformation in den Frequenzbereich werden dynamische Antwortspektren bestimmt. Als rechte Seiten der Bewegungsgleichungen (Störungen) kann der konstante Wind, die linearisierte Grenzschicht, symmetrische und antimetrische Einzelböen, der Turmwindschatten bei Leeläufern, sowie Eigengewichts- und Fliehkraftanregungen infolge Konuswinkel und schräger Rotationsachse eingegeben werden. Das Modell berücksichtigt ferner die mit einer Blattwinkelrücksteuerung versehene Pendelbewegung des Rotors. Als Beispiel sind in Bild 3 die Zeitverläufe der Blattspitzenauslenkung und des Einspannbiegemoments infolge der Turmnachlaufstörung für den eingeschwungenen Zustand aufgetragen. Das Bild gilt für quasistationäre Luftkräfte bei einer symmetrischen, zeitlich konstanten Anströmung der Rotorkreisfläche. Man sieht beim Biegemoment zwei um 180° verschobene Hauptmaxima etwa gleicher Größenordnung. Das erste

1) unter Mitwirkung von H. Prof. E. Giencke - TU Berlin

Maximum ist die direkte, um ca. 20° phasenverschobene Antwort des Rotorblatts beim Durchfahren des Turmnachlaufs. Die um π versetzte Spitze ist die Antwort des Blattes A auf die Turmschattenanregung des Blattes B. Das heißt, trotz der antisymmetrischen Störung des Rotors aus dem Turmschatten erfolgen im wesentlichen symmetrische Belastungen (also mit 2Ω) der Rotorblätter. Bei der Blattspitzenauslenkung ist dieser Effekt nicht so deutlich, was aus der eintretenden Pendelbewegung erklärt werden kann.

Das Bild 4 zeigt den Einfluß zeitabhängiger Luftkräfte; hier am Beispiel einer Einzelboe, die trapezförmig, gemäß der eingezeichneten Skizze, verläuft. Man sieht für den Fall quasistationärer Luftkräfte, daß im Vergleich zu Bild 3 nur unwesentliche Abweichungen auftreten, wodurch sichtbar wird, daß die Störung des Turmnachlaufimpulses nach einer Umdrehung praktisch schon abgeklungen ist und die Anstiegszeit der vorgegebenen Boe so groß ist, daß nur unwesentliche zusätzliche dynamische Vergrößerungen auftreten. Interessant ist die Berücksichtigung der Instationarität (mit der THEODORSEN - und SCHWARZ - Funktion) im Luftkraftansatz. Dies führt auf etwa 30% geringere Maximalbiegemomente, die um ca. 15° zum stationären Fall phasenverschoben sind. Daraus wird deutlich, daß die instationären Luftkräfte bei Turmschattenproblemen wegen der hochfrequenten Störanteile einen bedeutenden Einfluß auf die dynamischen Antworten haben.

Werden die Ergebnisse der Turmschattenrechnung mit dynamischen Antworten aus der stationären Anströmung (statisch), Eigengewichts- und Fliehkraftanregung, sowie einer idealisierten Grenzschicht superponiert, so kann man für den Nennbetriebsfall feststellen, daß der Turmschatten bezüglich der auftretenden maximalen Belastungen von untergeordneter Bedeutung ist. Bild 5. Hinsichtlich der Betriebsfestigkeitsauslegung der Anlage treten diese Belastungen jedoch wesentlich stärker ins Blickfeld.

4. Gesamtdynamisches Strukturverhalten

Zur Analyse des dynamischen Stabilitäts- und Antwortverhaltens des gekoppelten Turm-/Rotorsystems wurden Rechnungen mit dem Programm RMOD 1 durchgeführt. Das Rechenmodell geht von einem elastischen Turm mit einer geklumpten Rotormasse, der durch seine untersten fünf Freiheitsgrade

q_1 = 1. Turmbiegung in Windrichtung

q_2 = 1. Turmbiegung quer

q_3 = 2. Turmbiegung in Windrichtung

q_4 = 2. Turmbiegung quer

q_5 = 1. Torsion

beschrieben wird und einem pendelnden elastisch starren, masselosen Zweiblattrotor mit Blattwinkelrücksteuerung aus.

Bild 6. Das elastisch starre Maschinenhaus kann in den Wind nachgeführt werden. Die Rotordrehachse ist um einen frei wählbaren Winkel zu der Horizontalen geneigt.

Das in Bild 7 dargestellte Rechenmodell I wird in /1/ beschrieben. Erste grundlegende Ausführungen hierzu wurden in /2/ vorgestellt. Darin werden die modalen Turmbewegungsgleichungen und die diskreten Rotorbewegungsgleichungen über eine Koordinatentransformation mit den unbekannten Zwangskräften zum Gesamtsystem gekoppelt. Die Stabilitätsanalyse wird für Zweiblattrotoren, die parametererzwungene Schwingungen ausführen, unter Anwendung der FLOQUET - Theorie durchgeführt. Dazu wird die Zustandsmatrix mit einem RUNGE - KUTTA - Verfahren 4. Ordnung mit GILL - Koeffizienten, ausgehend von Einheitsanfangsbedingungen, über einen Rotorumlauf zur sog. Transitionsmatrix integriert. Die als charakteristische Multiplikatoren bezeichneten komplexen Eigenwerte dieser Matrix können für Stabilitätsaussagen benutzt werden. Im Programm wird als Referenzaussage dazu simultan die Eigenwertanalyse der Zustandsmatrix mit über einen Umlauf gemittelten konstanten Koeffizienten durchgeführt. Die Eigenwertberechnungen erfolgen mit dem QR - Algorithmus, wozu die Matrix vorher auf HESSENBERG - Form gebracht wird.

Ist das System dynamisch stabil, so können Antwortberechnungen des eingeschwungenen Zustands für verschiedene Erregungen, wie Rotorunwuchten, Windgradienten, Windrichtungsnachführung und Schräganströmung erfolgen.

4.1 Dynamische Stabilitätsrechnung

Das Ergebnis einer Stabilitätsanalyse ist in Bild 8 dargestellt. Man sieht, daß der Nennbetrieb im stabilen Bereich liegt. Eine Verdoppelung der Nennwindgeschwindigkeit, die laut Betriebsführung GROWIAN zulässig ist, kann für Überdrehzahlen im leistungsfreien Fall die Grenze zur Instabilität überschreiten. Der Betrieb mit Leistungsabgabe liegt praktisch immer im stabilen Bereich. Als kritischer Freiheitsgrad hat sich eine Eigenschwingungsform ergeben, die in erster Linie Turmtorsion und zu einem beträchtlichen Anteil die erste Turmbiegung in Querrichtung enthält. Aus Tabelle 1 - untere Hälfte, die die auf "1" normierten Eigenvektoren enthält, wird sichtbar, daß die anderen Turmfreiheitsgrade nur vernachlässigbar im V. Eigenvektor enthalten sind. Anders ist es bei der Rechnung mit konstanten Koeffizienten. Hier treten nennenswerte Kopplungen mit allen Turmfreiheitsgraden auf, was vermuten läßt, daß auch die Stabilitätseigenschaften wesentlich anders sind.

Das Bild 9 veranschaulicht diese Annahme. Über der bezogenen Drehzahl ist das Lehr'sche Dämpfungsmaß, das auf die Dämpfung im Nennbetriebszustand bezogen ist, aufgetragen. In der Darstellung "ohne Zusatzsystem" (untere Kurve) ist bei Überdrehzahlen deutlich das Absinken in den instabilen Bereich zu erkennen. Als Referenz ist der Eingabewert der Strukturdämpfung eingezeichnet, der hier mit dem für Stahlkonstruktionen tiefen Wert von 0,2 % (entsprechend einem logarithmischen Dekrement von ca. 0,0125) gewählt wurde. Die Rechnung mit konstanten Koeffizienten zeigt Ergebnisse, die sowohl quantitativ (mehr als eine Zehnerpotenz!) als auch qualitativ völlig verschieden von der Rechnung mit periodischen Koeffizienten sind. Während bei zeitvarianten Koeffizienten mit der Drehzahl das Systemdämpfungsmaß abnimmt, steigt es bei konstanter Koeffizientenrechnung praktisch linear an.

Die Gefahr der dynamischen Instabilität führte zur Notwendigkeit, den kritischen Freiheitsgrad durch Zusatzmaßnahmen zu dämpfen. Dazu wurde ein quer wirkendes, dynamisches Zusatzsystem, bestehend aus einer schwingenden Masse sowie einer Feder- und Dämpfungseigenschaft, für das vordere Maschinenhaus konzipiert. Bild 10. Durch die gewählte Anordnung wird einesteils der kritische Torsionsfreiheitsgrad und die 1. Turmquerbiegung hinsichtlich der Dämpfungseigenschaften verbessert; andererseits werden die zu größten Schwingungsausschlägen führenden dynamischen Antworten in Querrichtung reduziert. Im Bild 10 sind Ergebnisse aus Rechnungen zur Optimierung des Zusatzsystems dargestellt. Aus den geforderten Restriktionen hat sich ein Kompromiß ergeben, der jedoch durch kein lokales Maximum repräsentiert wird.

Mit dem gewählten Zusatzsystem wurden die Dämpfungseigenschaften des kritischen Freiheitsgrades erheblich verbessert (Bild 9 - obere Kurve), so daß diesbezüglich die Gefahr der Instabilität mit hinreichender Sicherheit gebannt ist.

4.2 Dynamische Antwortrechnung

Als wesentliche dynamische Antworten des modellierten Gesamtsystems treten neben den Auslenkungen in Querrichtung, die repräsentativ für den Nabenpunkt definiert werden, Pendelausschläge der Rotorbewegung auf.

Im Bild 11 sind bezogene maximale Querauslenkungen des Nabenpunktes über der dimensionslosen Drehzahl für den eingeschwungenen Zustand dargestellt. Dabei lassen sich zwei Resonanzerscheinungen feststellen. Die erste Spitze, die bei etwa $0,7 n_n$ auftritt, resultiert aus einer Anregung mit der doppelten Drehzahlharmonischen. Als Störung treten hierbei Grenzschiefeinflüsse und die konstruktive Schrägstellung der Rotationsachse zur Horizontalen auf. Schrägströmungen und Windrichtungsnachführung vergrößern diese Werte gegebenenfalls noch erheblich.

Die zweite Resonanzspitze, die durch die erste Drehzahlharmonische angeregt wird, resultiert aus Rotorunwuchten und ist in etwa proportional zur Unwuchtgröße, die hier als idealisierte Zusatzmasse an einer Blattspitze definiert ist. Bei Überdrehzahlen und Anströmgeschwindigkeiten, die über der Nenngeschwindigkeit liegen, treten ohne Zusatzsystem die zum Eigenverhalten gehörenden Instabilitäten auf, die bei linearen Systemen zu stetig anwachsenden Ausschlägen führen.

Im Bild 11 sind die Auslenkungen mit und ohne Zusatzsystem im Maschinenhaus dargestellt. Der Vergleich beider Kurven macht deutlich, daß durch das gedämpfte Zusatzsystem die Resonanzerscheinungen fast um eine Größenordnung reduziert werden.

Das Bild 12 zeigt im oberen Teil die maximalen und minimalen Querauslenkungen, die nicht in jedem Betriebszustand gleich sind. Eine Ursache liegt darin, daß im eingeschwungenen Fall allgemein keine harmonische Schwingung auftritt, sondern vielmehr eine Superposition aus zwei Harmonischen mit Ω und 2Ω , die je nach Belastungszustand verschieden gewichtet sind. (Kleine Skizzen im oberen Bild 12). Besonders bei Leistungsabgabe (was hier nicht dargestellt ist) treten im Betriebsbereich zwischen $0,85$ und $1,3 n_n$ erhebliche Unterschiede beider Extremwerte auf.

Neben der Darstellung der Querauslenkung des Nabenpunktes ist im Bild 12 auch die Relativbewegung des Zusatzsystems dargestellt. In den Resonanzbereichen sind die Beträge der Tilgerauslenkung etwa doppelt so hoch wie die Nabenpunktauslenkung, während sie im Betriebsdrehzahlbereich nur etwa halb so groß sind. Das bedeutet, daß das Zusatzsystem unter Berücksichtigung von hier vernachlässigten Reibungskräften und Auslegungsrestriktionen der Dämpfer, im Normalbetrieb praktisch still steht und nur in Extremsituationen arbeitet. Dies wirkt sich vor allem positiv auf die Zeitfestigkeit des Zusatzsystems aus.

Die untere Darstellung im Bild 12 zeigt die Phasenlagen der Extremauslenkungen beider Bewegungsgrößen. Sie sind im ersten Resonanzgebiet 90° und im zweiten 180° phasenverschoben. In den Übergangsgebieten, also auch im Betriebsdrehzahlenbereich, stellen sich Zwischenphasenlagen ein.

Die maximalen Pendelausschläge des Rotors in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit und Drehzahl sind im Bild 13 ohne Berücksichtigung von Reibungskräften dargestellt. Man sieht, daß zwischen der Anschaltwindgeschwindigkeit ($V = 6 \text{ m/s}$) und einer kurzzeitig zu ertragenden Extremgeschwindigkeit von 30 m/s praktisch keine nennenswerten Unterschiede in den Pendelausschlägen auftreten. Das bestätigt die Annahme, daß bei GROWIAN I die stationäre, konstant angreifende Windgeschwindigkeit nur einen mittelbaren Einfluß auf die Pendelbewegung des Rotors hat. Die Ursache liegt darin begründet, daß eine konstante Geschwindigkeitsverteilung über der bestrichenen Rotorfläche praktisch nicht auftritt. Die Bodengrenzschicht führt zu einem Höhengradienten, der hier als linearer Geschwindigkeitsabfall idealisiert ist und für die beiden stationären Windgeschwindigkeiten als zu superponierende Größe in drei Stufen variiert wird. Es ergibt sich aus dem Rechenmodell I, daß die Störgeschwindigkeit der Bodengrenzschicht einen linearen Einfluß auf die Pendelausschläge hat. Der Verlauf der Pendelamplituden mit der Drehzahl hat einen hyperbolischen Charakter, wodurch erklärt wird, daß im Stillstand ein indifferenter Gleichgewichtszustand besteht. Um die bei niedrigen Drehzahlen auftretenden großen Pendelamplituden zu vermeiden, wurden bei GROWIAN I zusätzliche Pendeldämpfer eingebaut, die in einem definierten Winkelbereich noch eine freie Pendelung zulassen.

5. Zusammenfassung

Die konstruktiven Eigenheiten (Pendelnabe, Steifigkeitsrelationen etc.) erlauben hinsichtlich der gesamtdynamischen Analyse Auskopplungen von Einzelproblemen, so daß zu ihrer Behandlung vereinfachte Rechenmodelle benutzt werden können, die jedoch keinen universellen Charakter haben. Zur Berechnung des strukturdynamischen Verhaltens von GROWIAN I werden zwei Rechenmodelle vorgestellt und Ergebnisse diskutiert. Hinsichtlich der Rotorblattbelastungen wird die Anregung durch den Turmschatten, der bei Leeläufnern als Störung der Anströmverhältnisse auftritt, behandelt. Die Dynamik des gekoppelten Turm-/Rotorsystems wird hinsichtlich der Stabilität und Schwingungsantworten für verschiedene Betriebsbelastungen beschrieben. Dabei werden Maßnahmen zur Erhöhung der modalen Dämpfungseigenschaften und zur Abminderung von Querschwingungen des Maschinenhauses erläutert.

6. Schrifttum

- | | |
|---|--|
| /1/ Kehl, K; Keim, W;
Kießling, F; Rippl, A. | Zur Dynamik von großen Windkraftanlagen
VDI - Berichte Nr. 381 (1980) |
| /2/ Kießling, F. | Aeroelastic modelling of the coupled wind turbine rotor/tower system
Spez. Berichte d. KFA - Jülich
Jül - Spez - 28 (1979) |

Eigenvektoren		Turmfreiheitsgrade					Rotor- pendeln (Blattspitze)
Zusatz System	Koeffizienten	1. längs	1. quer	2. längs	2. quer	1. Torsion	
mit	konstant	0,283	0,202	0,248	0,129	1,000	0
	periodisch	0,007	1,000	0,025	0,030	0,617	0,023
ohne	konstant	0,174	0,177	0,234	0,130	1,000	0
	periodisch	0,042	0,402	0,037	0,024	1,000	0,043

Tabelle 1 Eigenvektoren des V. Gesamtsystemfreiheitsgrades
im Nennbetriebszustand ohne Leistungsabgabe

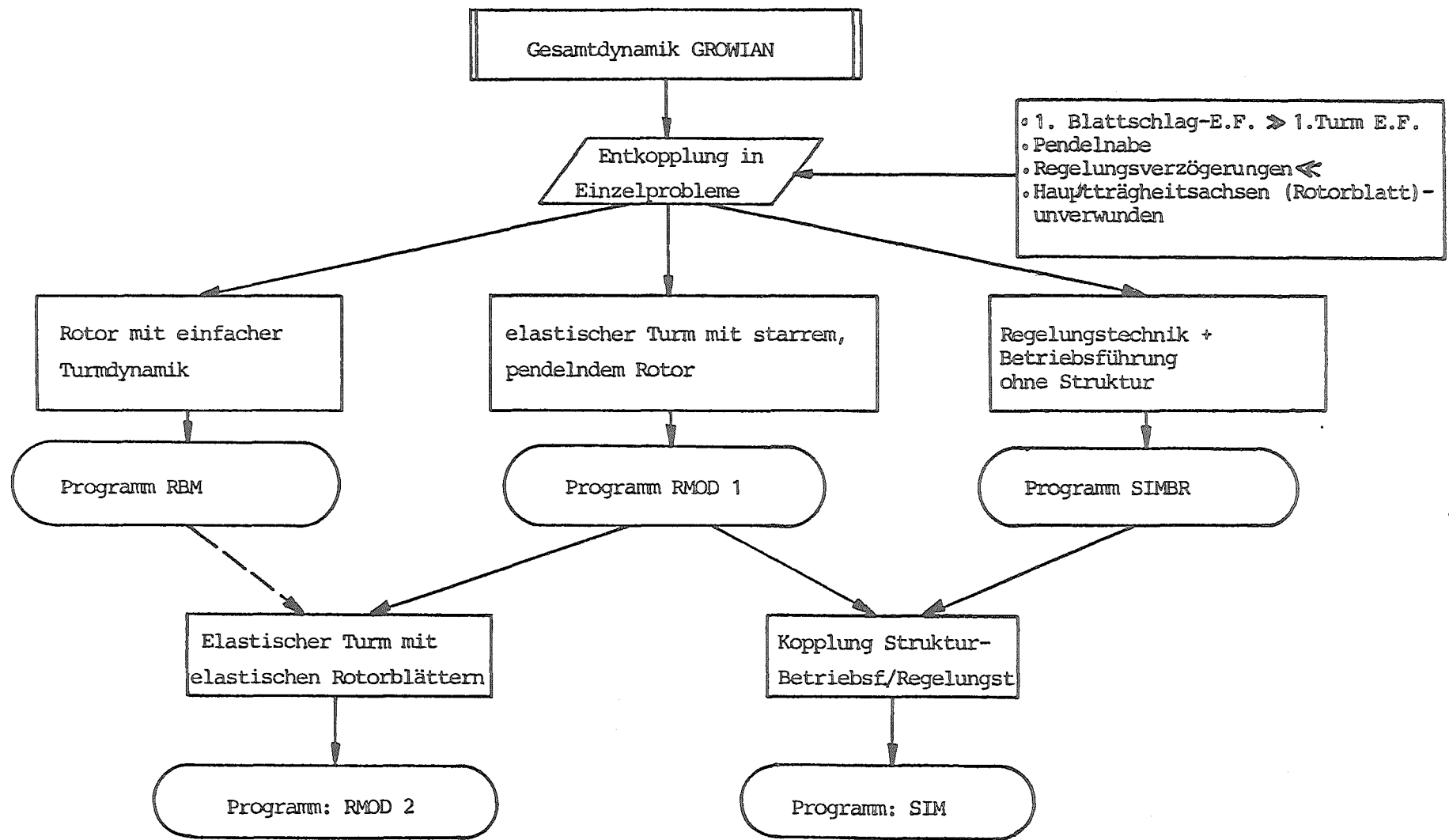


Bild 1: Rechenmodelle zur Gesamtdynamik GROWIAN I

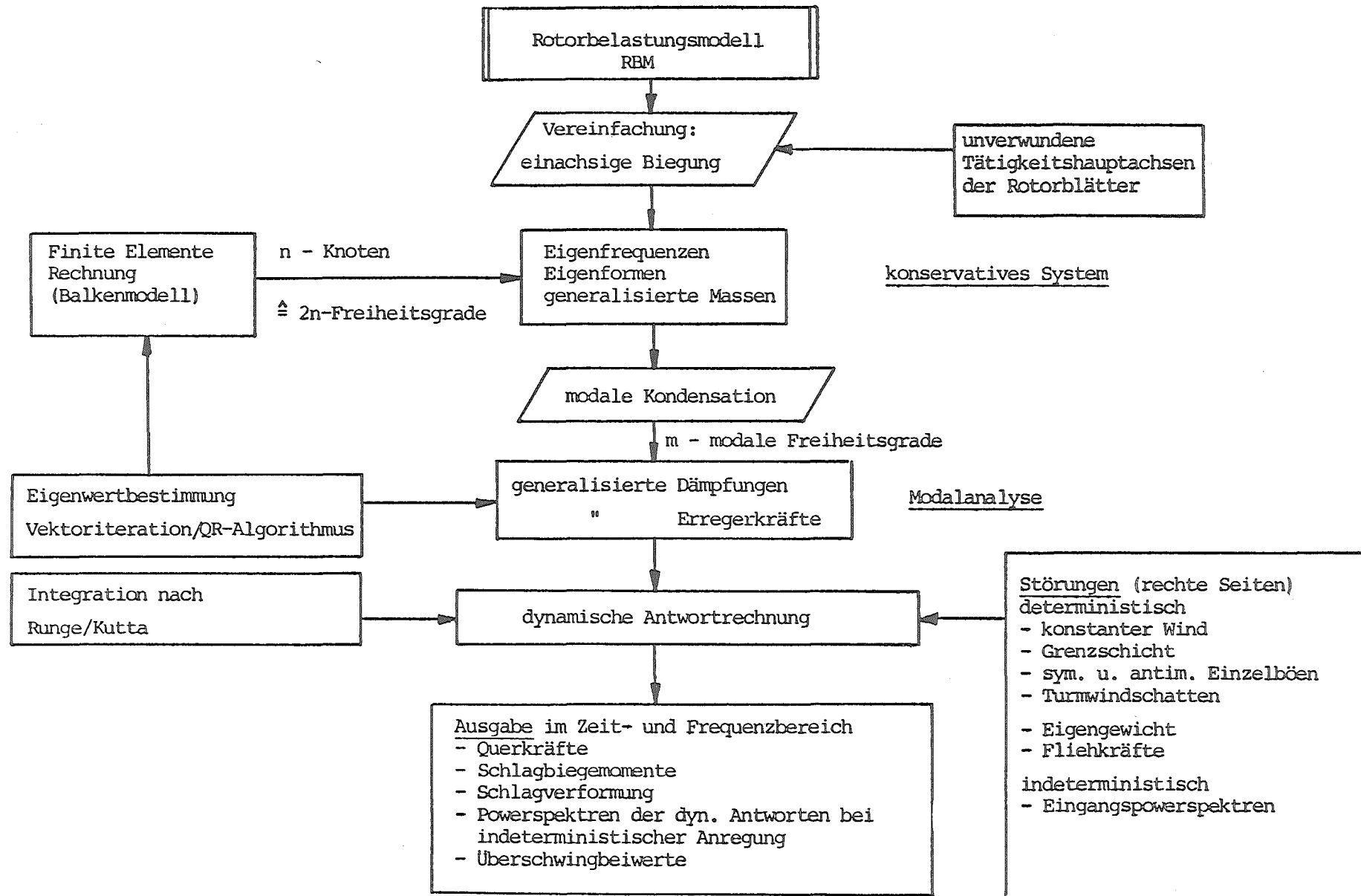


Bild 2: Rechenmodell zur dynamischen Analyse der Rotorbelastrungen

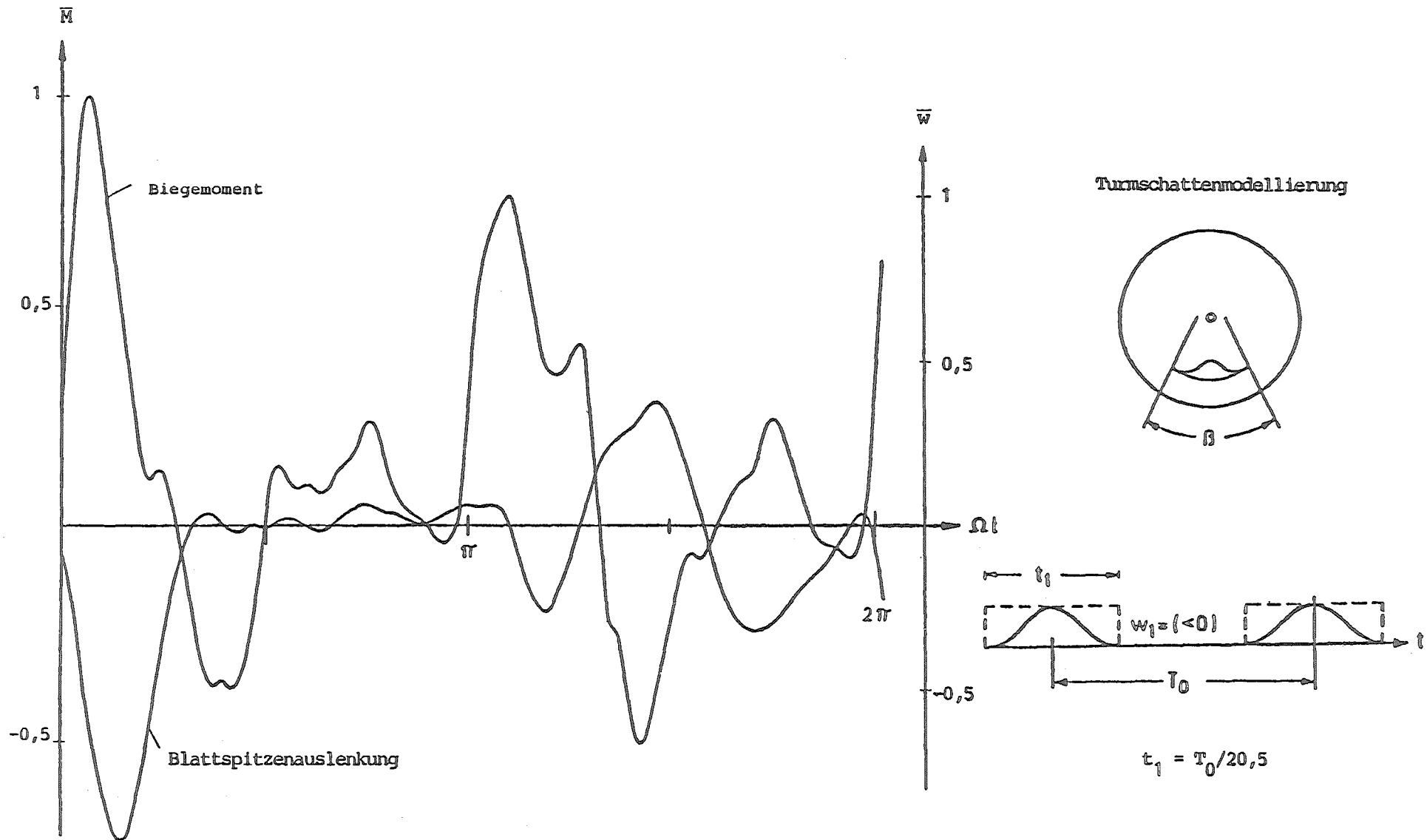


Bild 3: Zeitlicher Verlauf des bezogenen Nabenmomentes \bar{M} an der Einspannung und der Blattspitzenauslenkung \bar{w} infolge Turmnachlaufströmung bei stationärer Anströmung

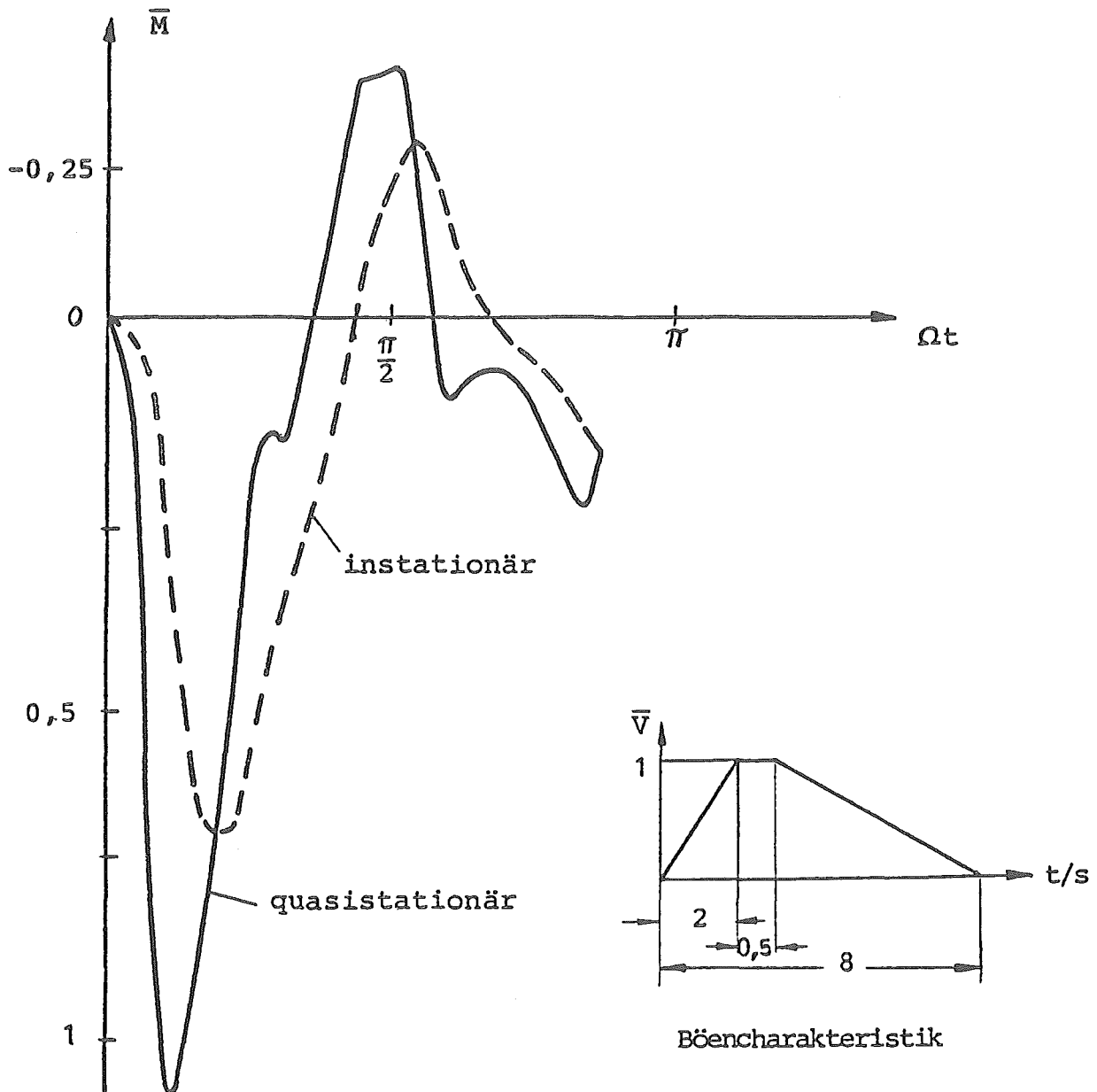


Bild 4: Einfluß der instationären Luftkräfte auf das Schlagbiegemoment an der Blatteinspannstelle aus der Turmnachlaufströmung infolge einer symmetrischen Einzelboe
Nachlaufdauer $t_1 = T_0/20,5$

HORIZONTALACHSENWINDTURBINE (HAWT)

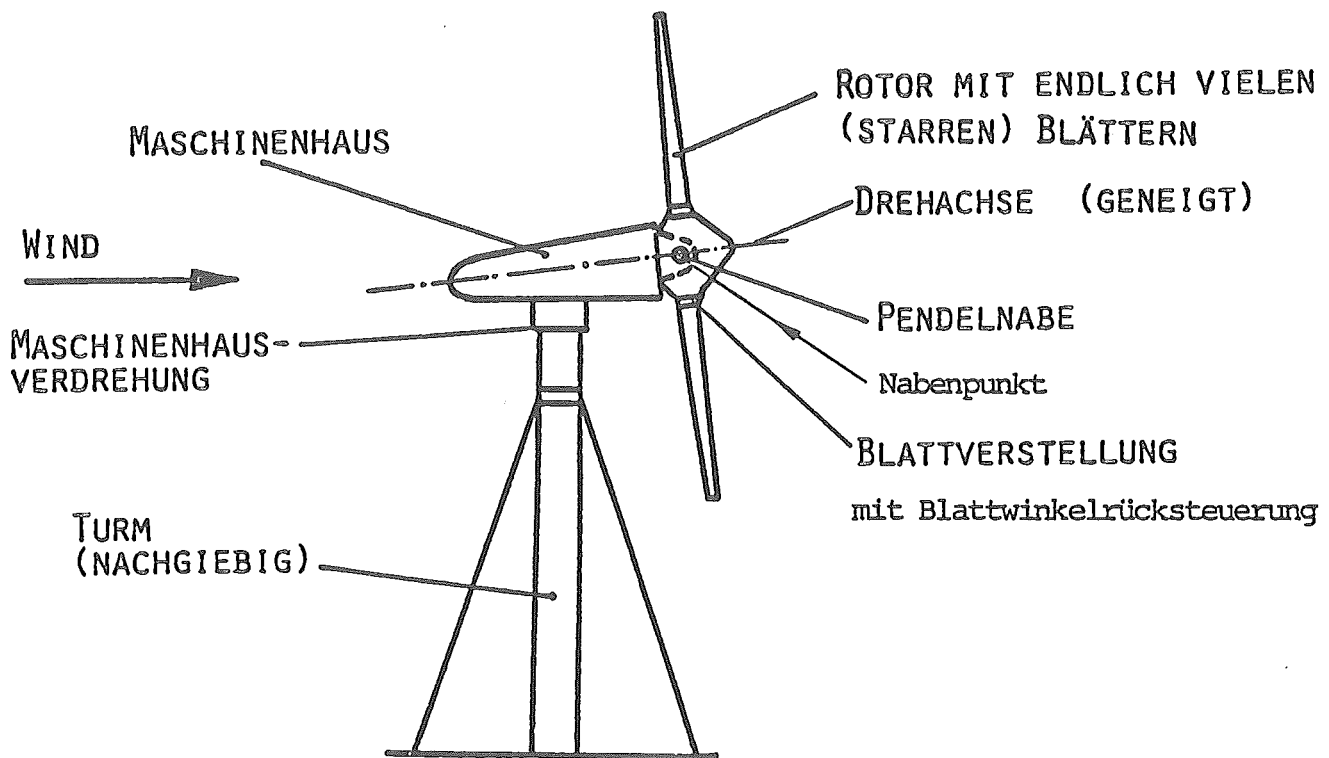


Bild 6: Modellannahmen zur Gesamtdynamikberechnung von großen Windkraftanlagen

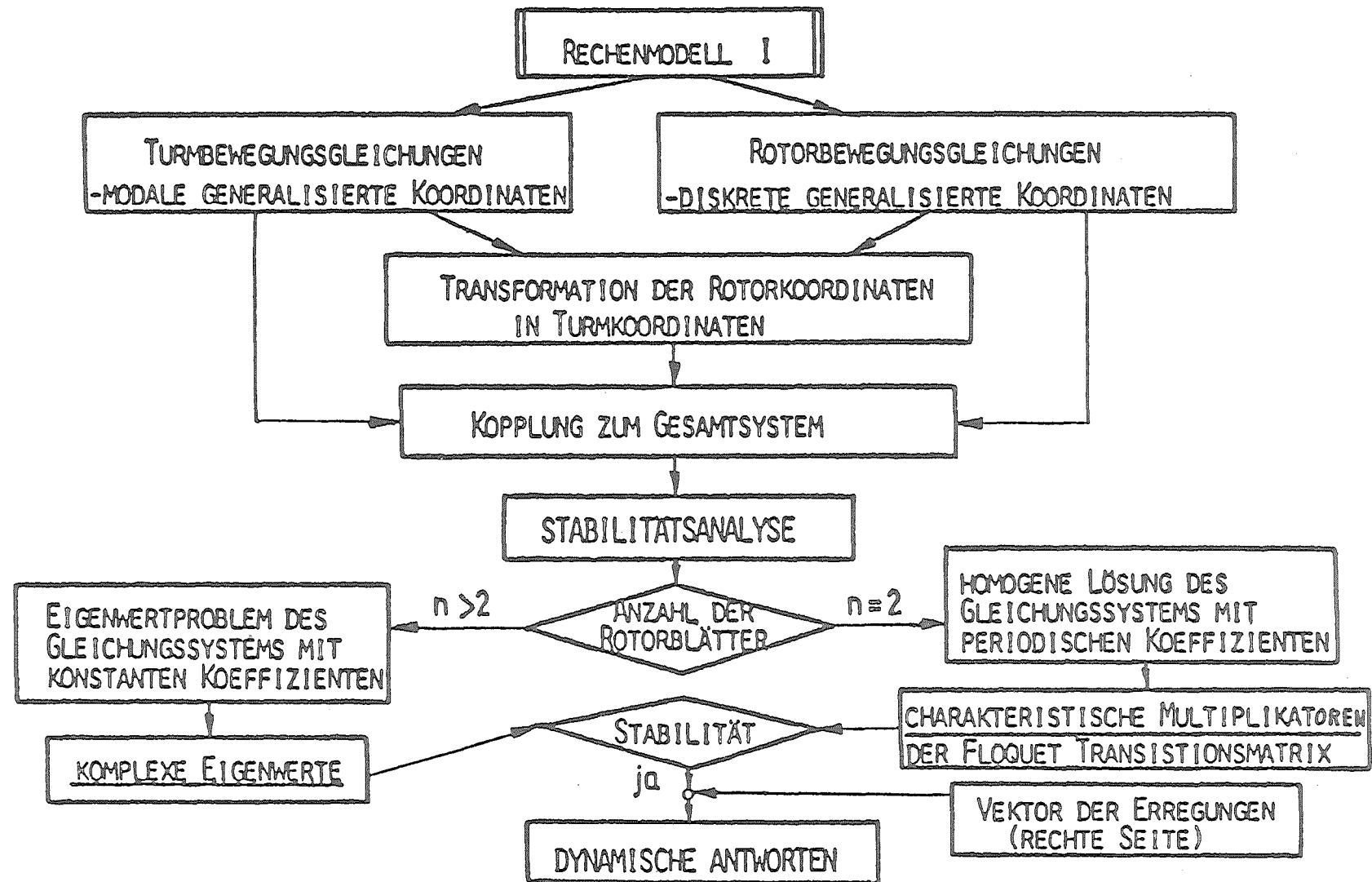


Bild 7: Rechenmodell I (RMOD1)

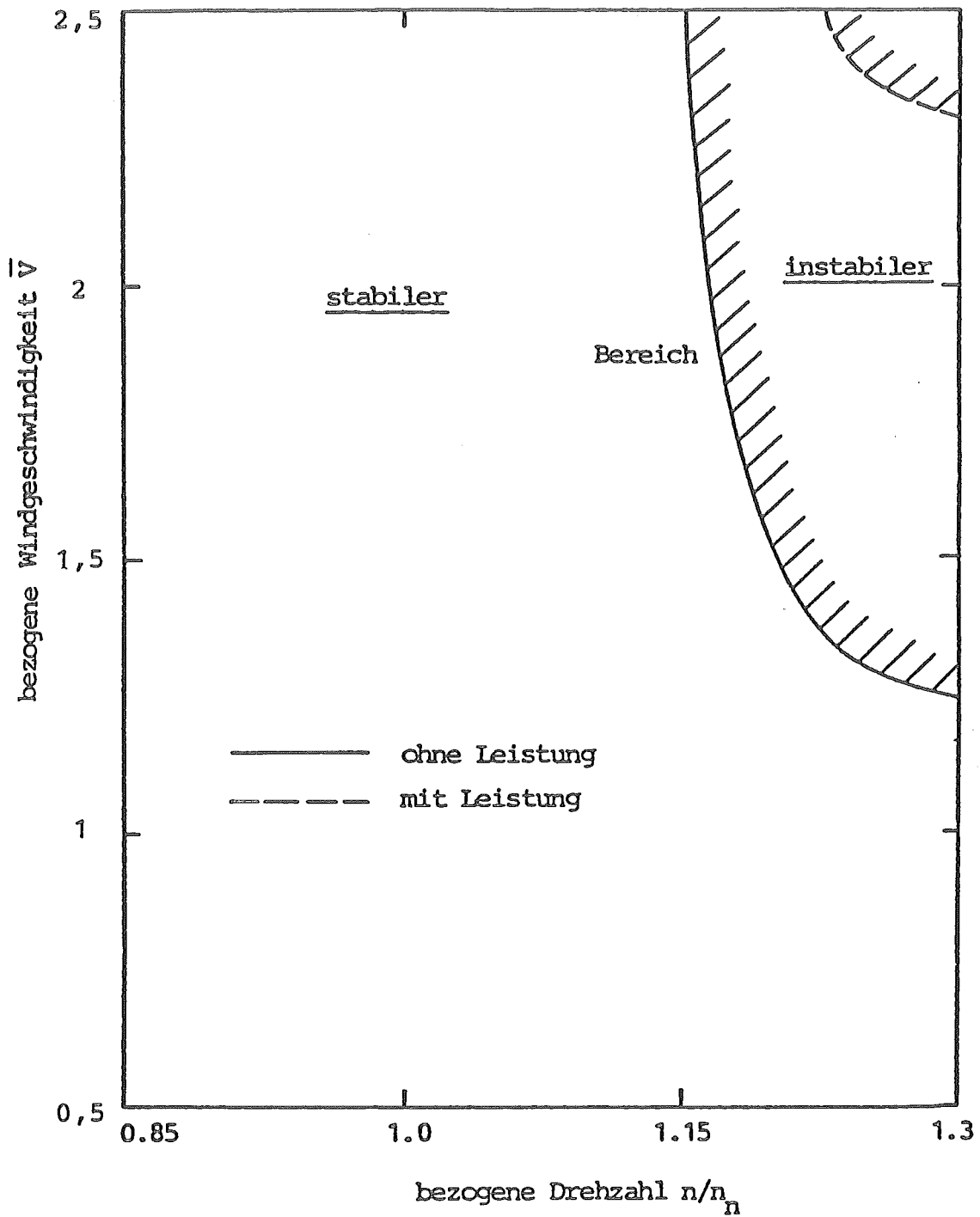


Bild 8: Stabilitätskarte von GROWIAN

- ohne Zusatzdämpfer
- Strukturdämpfung: $D = 0,2\%$

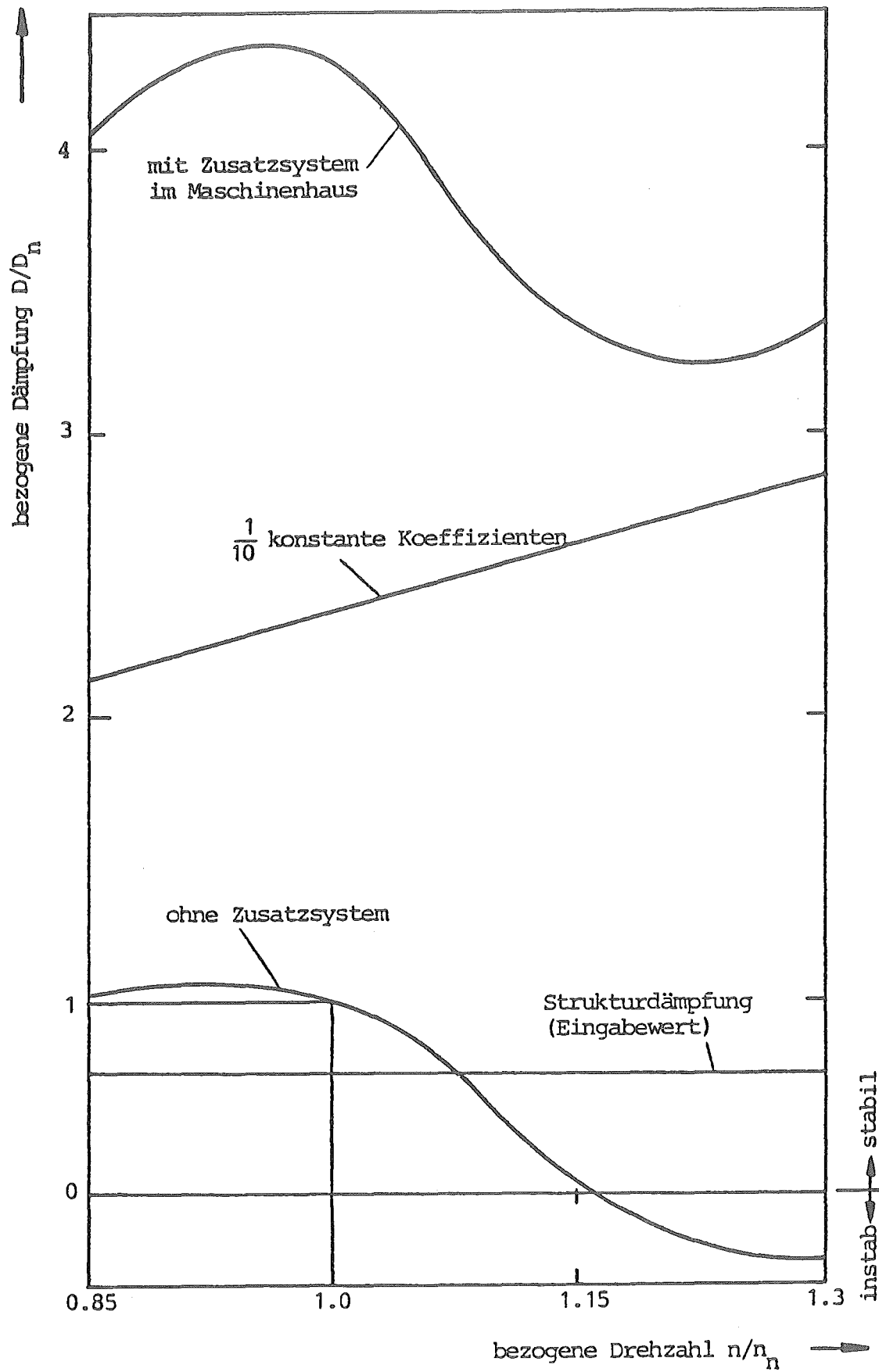


Bild 9: Dämpfungsmaße des V. Freiheitsgrades

Optimierung des Dämpfer/Tilger-Zusatzsystems im vorderen Maschinenhaus

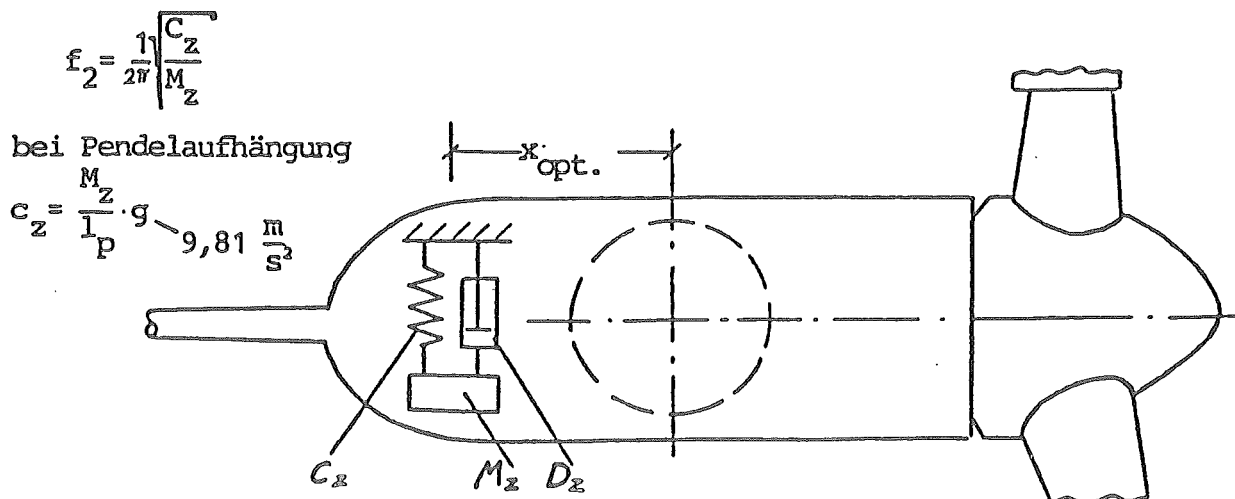
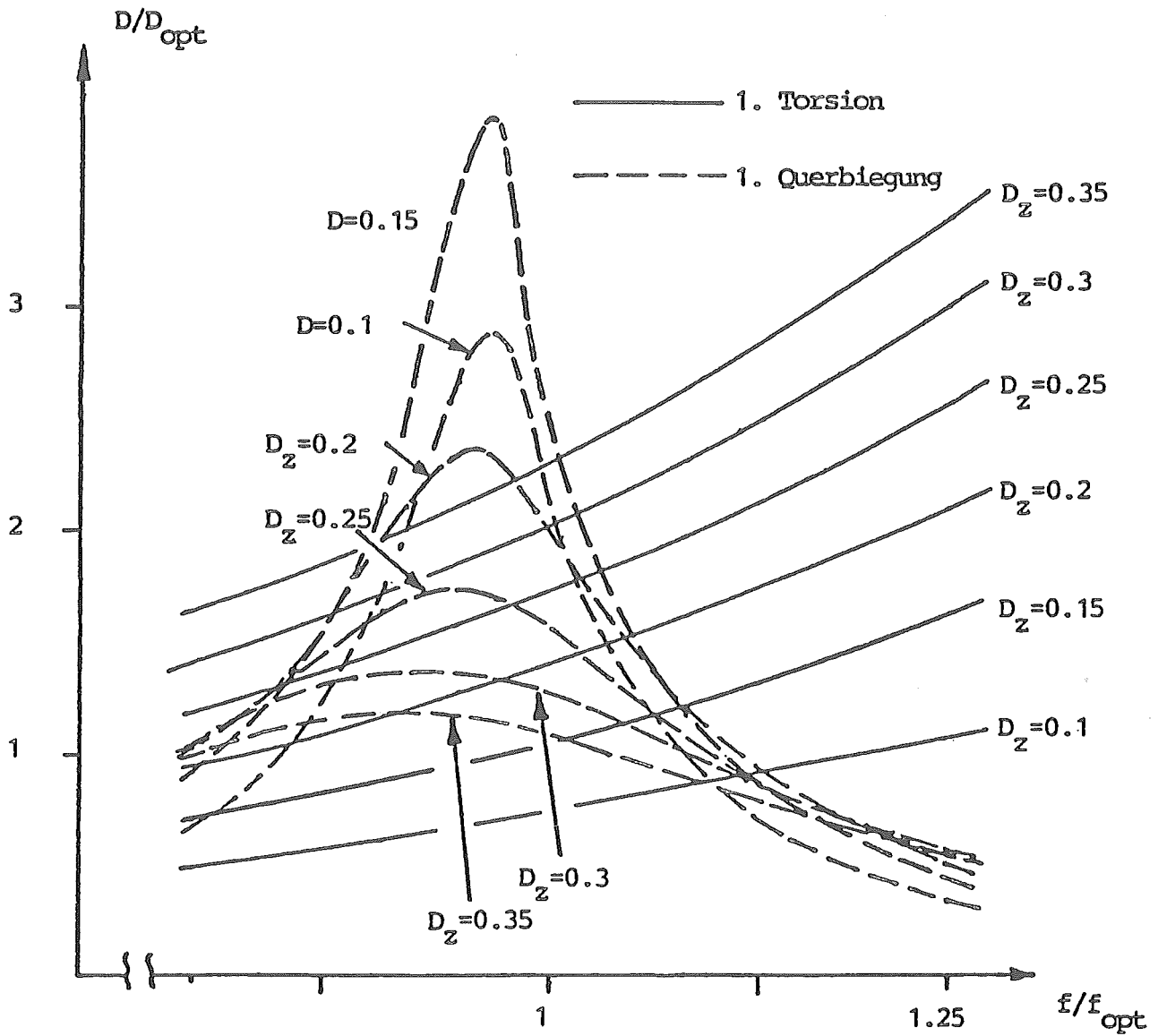


Bild 10

Angeregt wird die 1. Eigenfrequenz der Turmbiegung in Richtung quer zum Wind durch die:

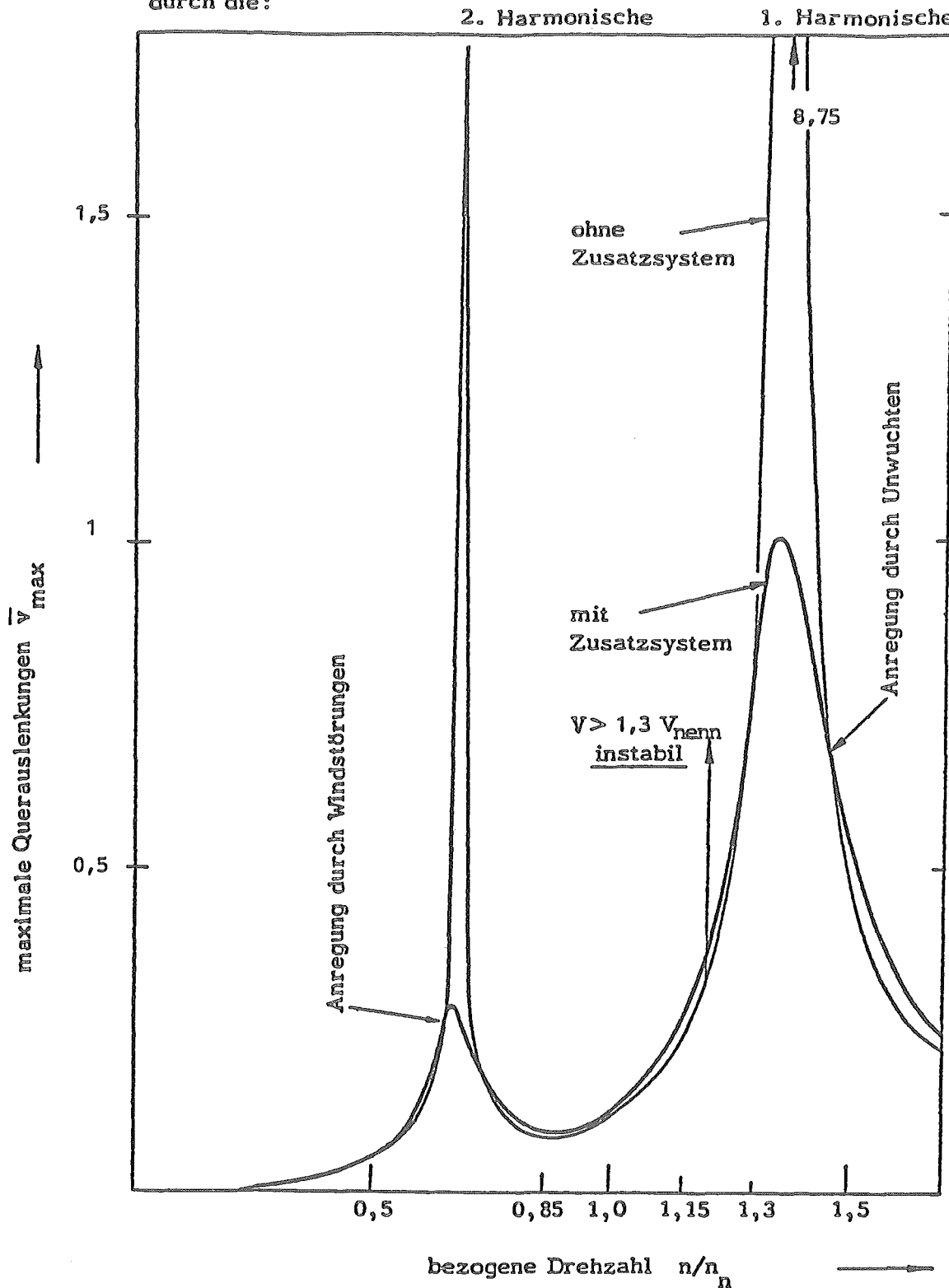


Bild 11 maximale Querauslenkungen des Nabenpunktes bei Unwuchterregung ($m_u = 100 \text{ kg}$)

— ohne Leistung, $V = 24 \text{ m/s}$ Windgeschwindigkeit

$$\bar{v} = v/v_{\max z}$$

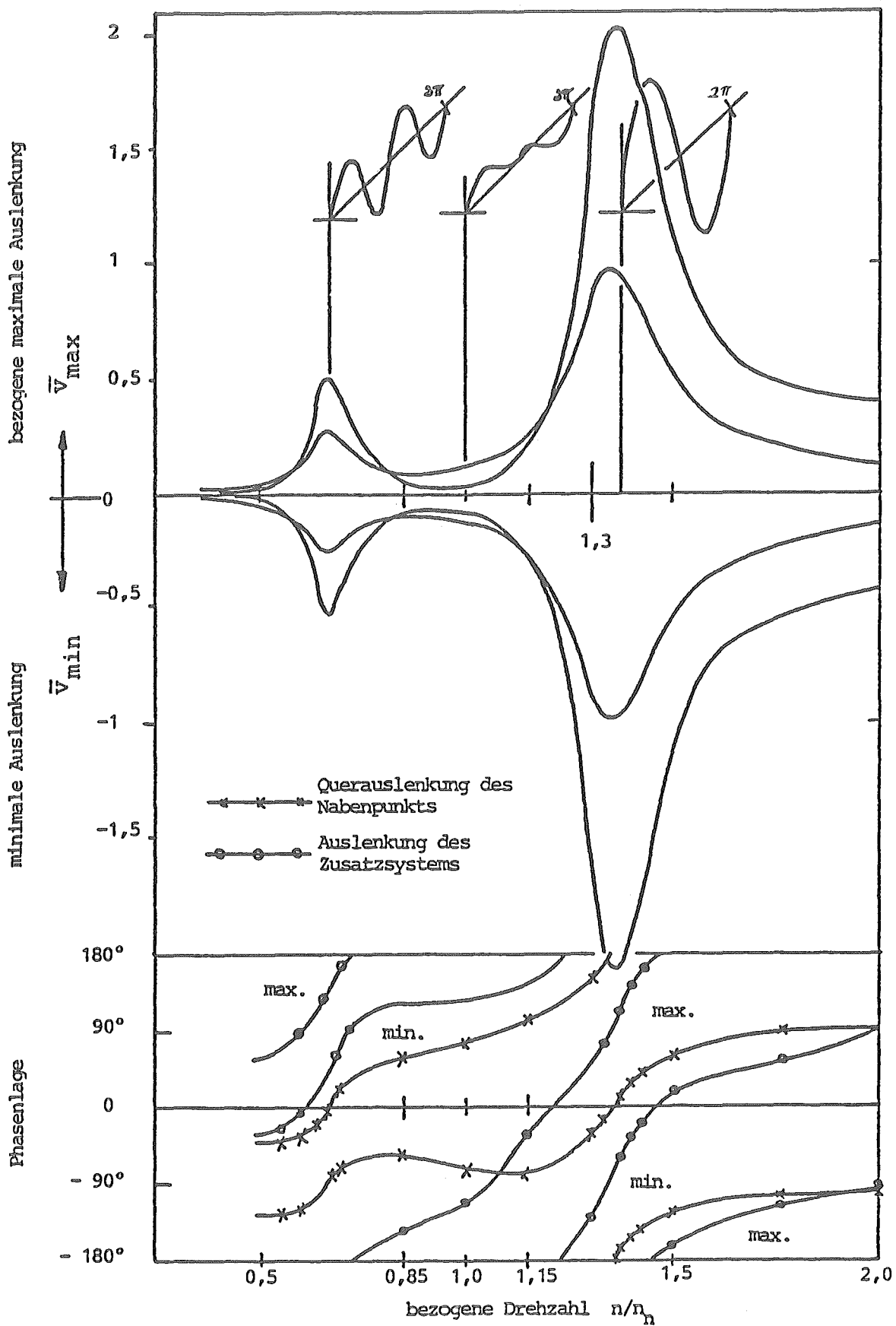


Bild 12: dynamische Antwort bei 100 kg Unwucht an einer Blattsipitze
ohne Leistungsabgabe, $V = 24\text{m/s}$ Windgeschwindigkeit

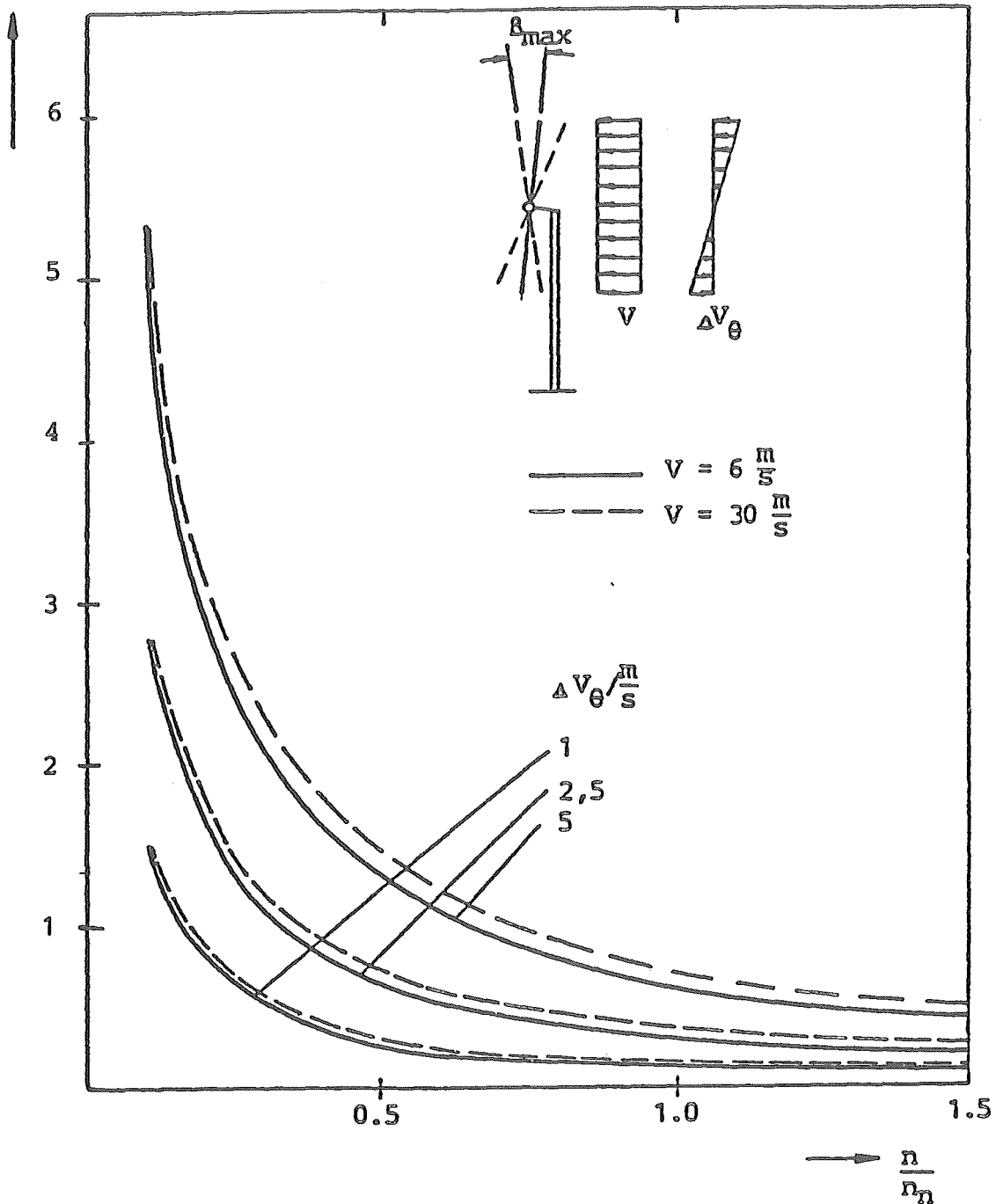
$\frac{B_{\max}}{B_{\text{Grenz}}}$


Bild 13 Maximaler Pendelausschlag in Abhängigkeit von der Drehzahl (n/n_n)

- Parameter: Bodengrenzschicht (ΔV_{θ}), Anströmgeschwindigkeit (V)
- Leistung \Rightarrow Schub = 0.

ET 42 40 A

Beherrschung von Schwingungen großer Anlagen

- Growian II: Einflügler -

Verfasser: H. Strehlow, G. Seitz

Dynamische Auslegung der WEA-DEMO-Anlage

- 1-Blatt-Rotor
- Antriebssystem
- Gondel-Turm

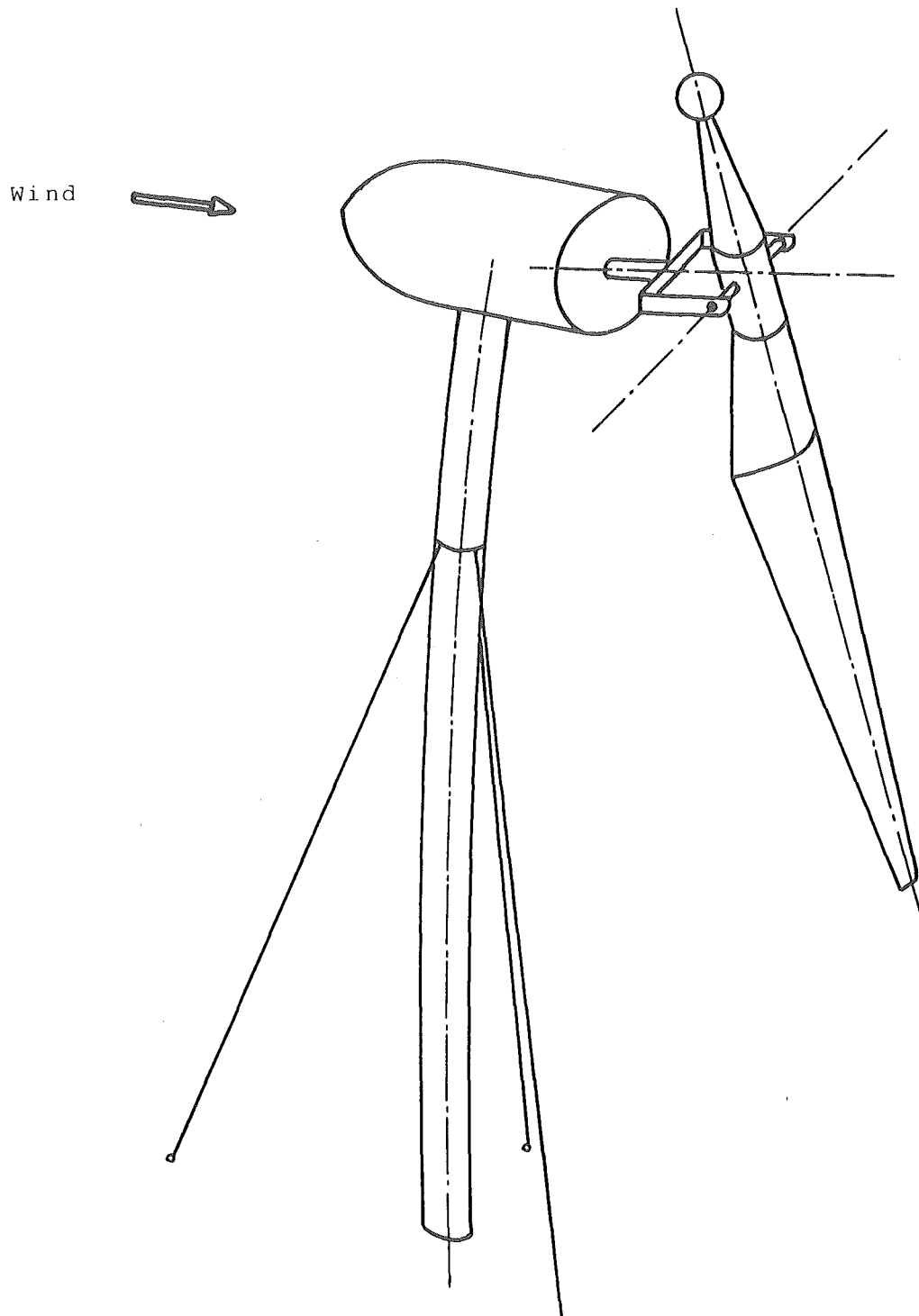
Schwingungserregung bei Windenergieanlagen mit horizontaler Rotorachse:

Schwerkraft	:	1Ω -	} Haupterregung am Blatt (drehendes System)
Scherströmung	:	$1\Omega, 2\Omega$ -	
Turmschatten	:	$(1 \div 12)\Omega$ -	
Neigung der Rotorachse	:	$1\Omega, 2\Omega$ -	
Schräganströmung	:	$1\Omega, 2\Omega$ -	

Ω : Rotordrehfrequenz

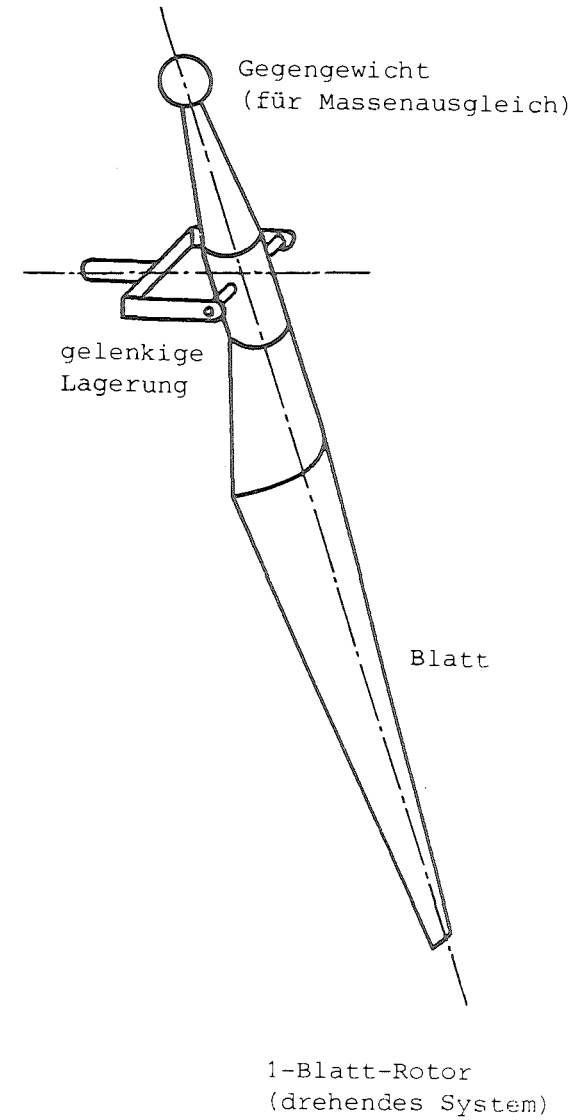
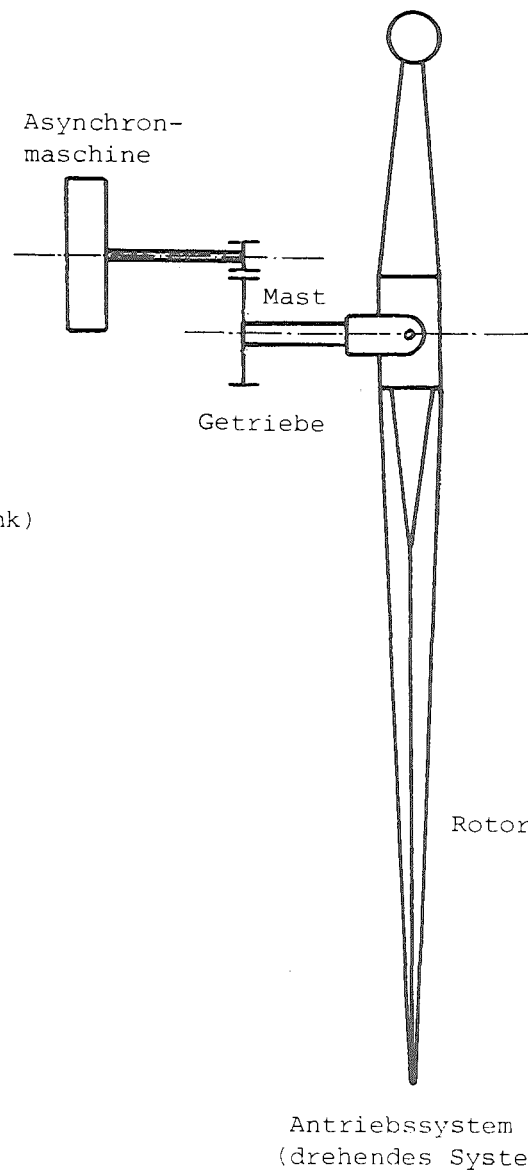
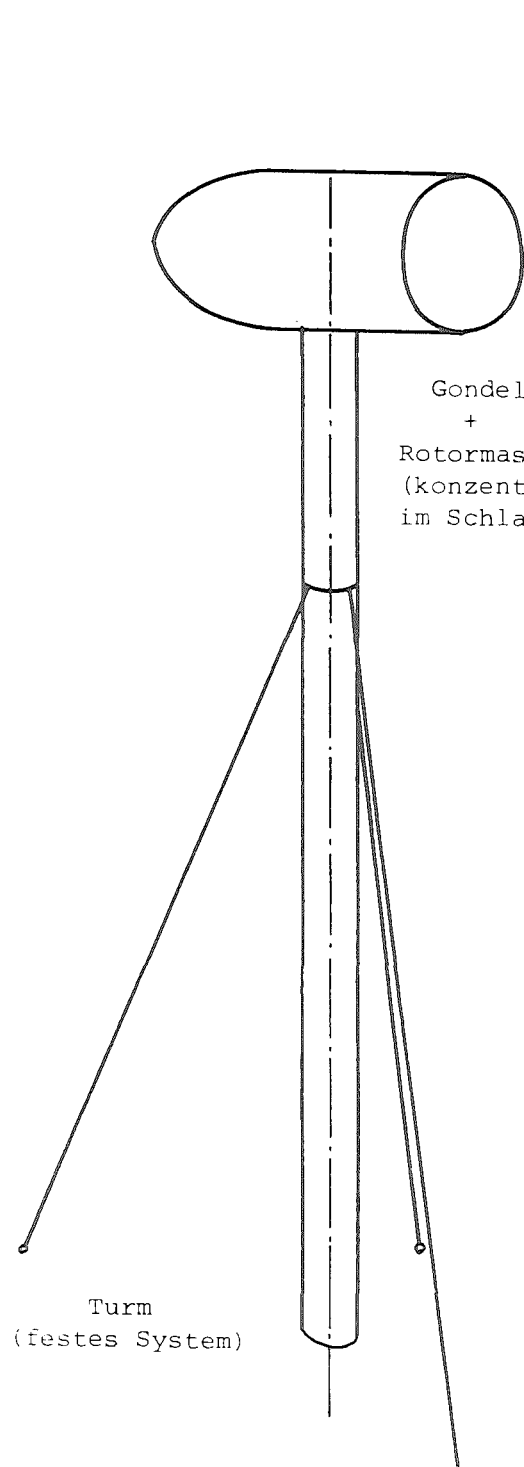
- Maßnahmen, die zur Beherrschung von Schwingungsproblemen bei großen Windenergieanlagen mit horizontaler Rotorachse beitragen:
 - Schnellläufer mit 1- oder 2-Rotorblättern hoher Steifigkeit
 - Reduktion der dynamischen Gewichtlasten bei schwenksteifem Blatt
 - Vermeidung aeroelastischer Rotorstabilitätsprobleme bei biege- und torsionssteifem Blatt
 - Rotor mit Schlaggelenk bzw. Pendelnarbe
 - Reduktion der Schlagbiegemomente
 - Freie Rotordrehung bei (doppelt gespeistem) Asynchrongenerator
 - Reduktion der dynamischen Schwenkbiegemomente
 - Turmabstimmung für überkritischen Rotorbetrieb
 - Reduktion der Turmlasten im Betriebsdrehzahlbereich
 - ← Durchfahrproblem

- Dynamische Besonderheiten von 1- und 2-Blattrotoren
 - Fehlende Rotorsymmetrie führt auf ein System mit zeitveränderlichen (periodischen) Parametern
 - Durch zentrale gelenkige Rotorlagerung wird der Einfluß der zeitveränderlichen Parameter auf das Gesamtsystem stark reduziert



DEMO-Anlagenkonzept:

- Lee-seitig angeordneter 1-Blatt-Rotor mit Schlaggelenk
- "freie" Rotordrehung ("Schwenkgelenk") durch doppelt gespeiste Asynchronmaschine
- biegeweicher Turm mit Seilabspannung für überkritischen Betrieb

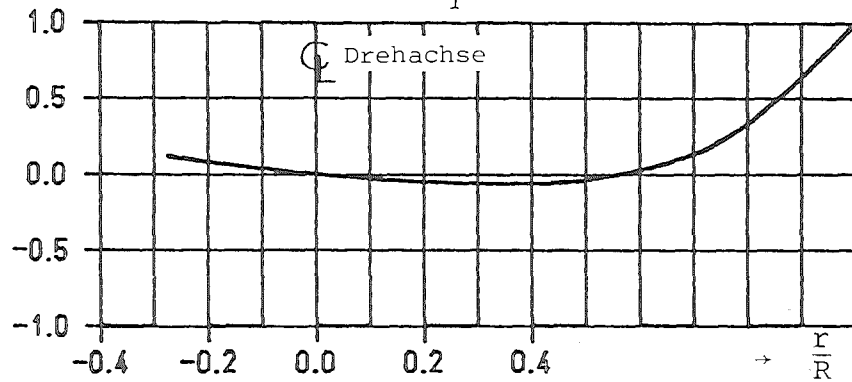


Dynamische Hauptkomponenten bei DEMO-Anlage

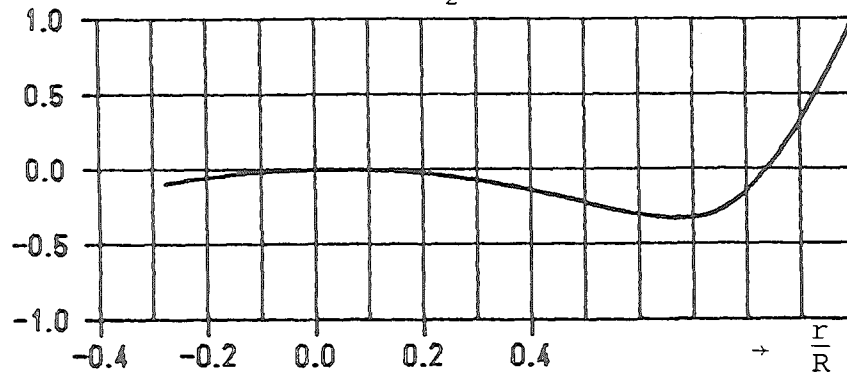
I. Eigenfrequenzen der Systemkomponenten der DEMO-Windanlage

- Rotorblatt
- Turm

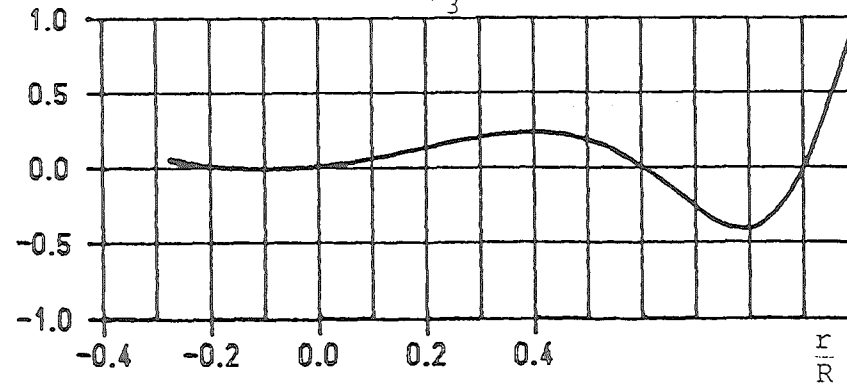
1. Schlagbiegeform ($\bar{\omega}_{\beta_1} = 3,8$)



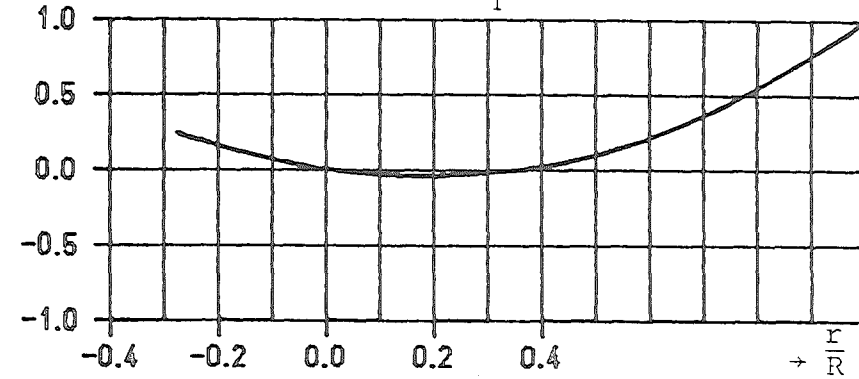
2. Schlagbiegeform ($\bar{\omega}_{\beta_2} = 7,5$)



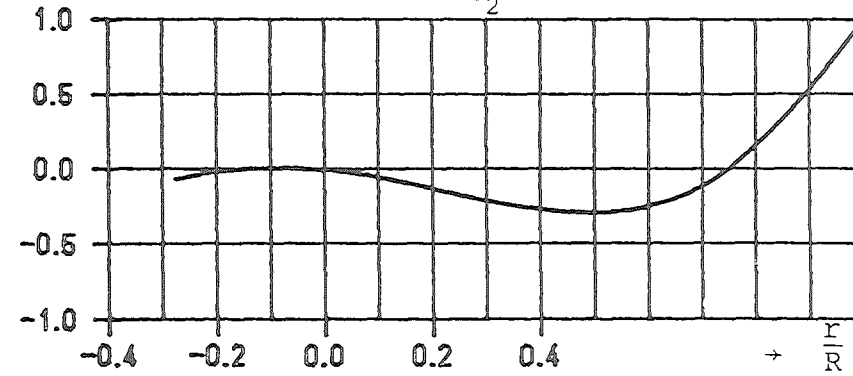
3. Schlagbiegeform ($\bar{\omega}_{\beta_3} = 14,5$)



1. Schwenkbiegeform ($\bar{\omega}_{\zeta_1} = 5,6$)



2. Schwenkbiegeform ($\bar{\omega}_{\zeta_2} = 12,5$)

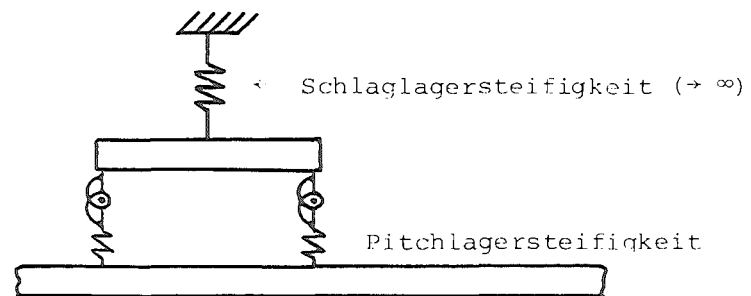
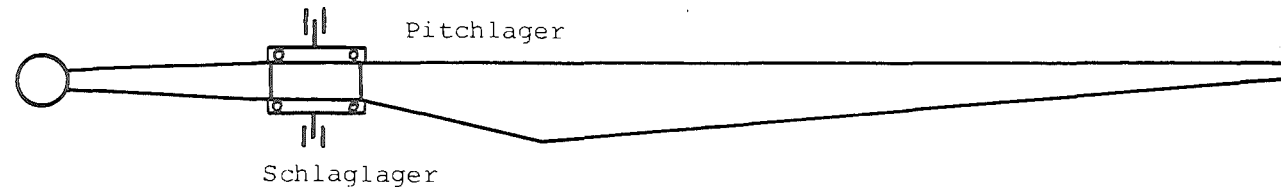


Eigenformen und -frequenzen bei Nenndrehfrequenz

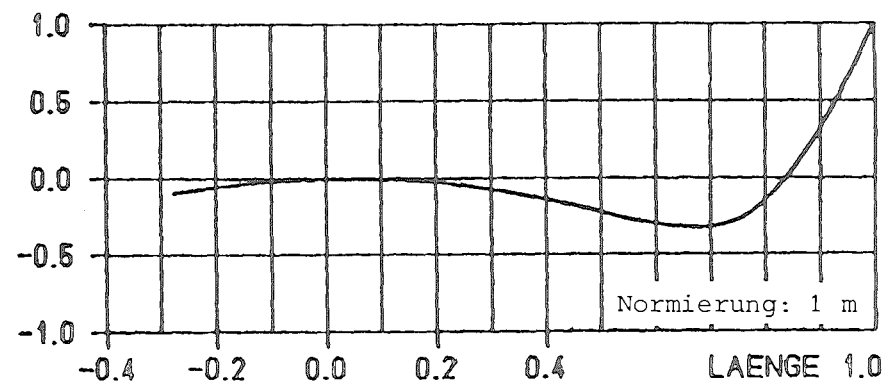
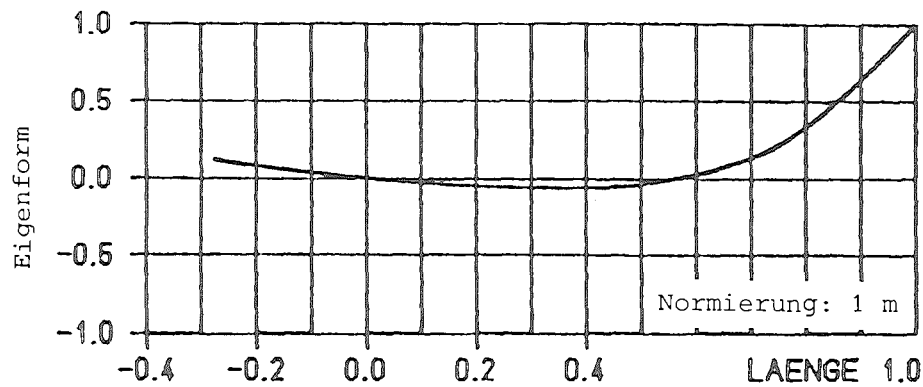
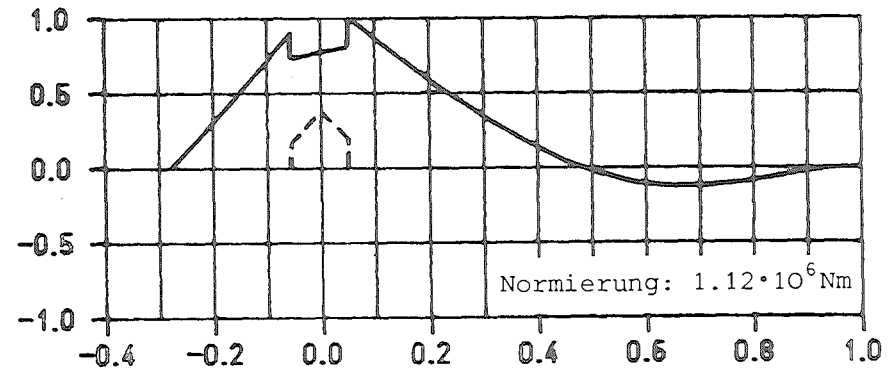
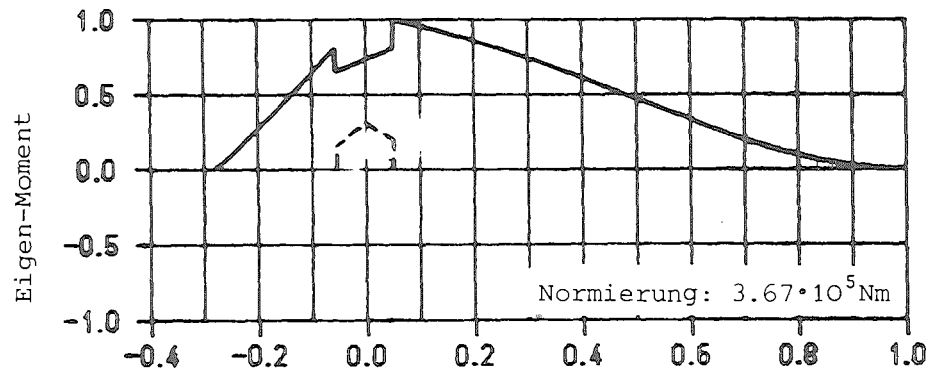
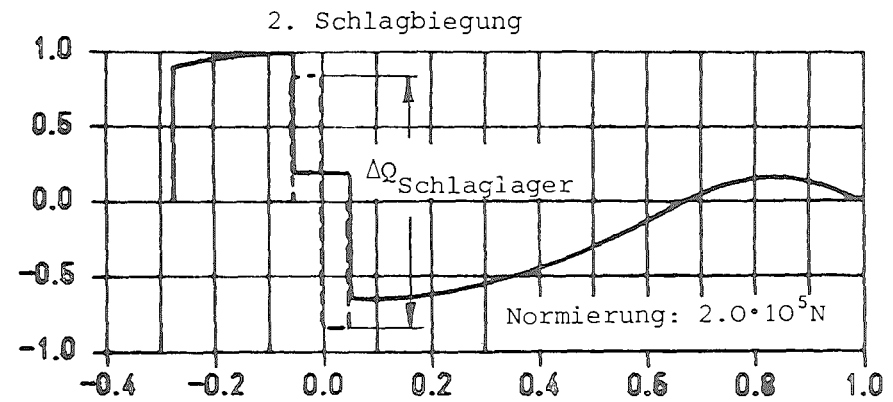
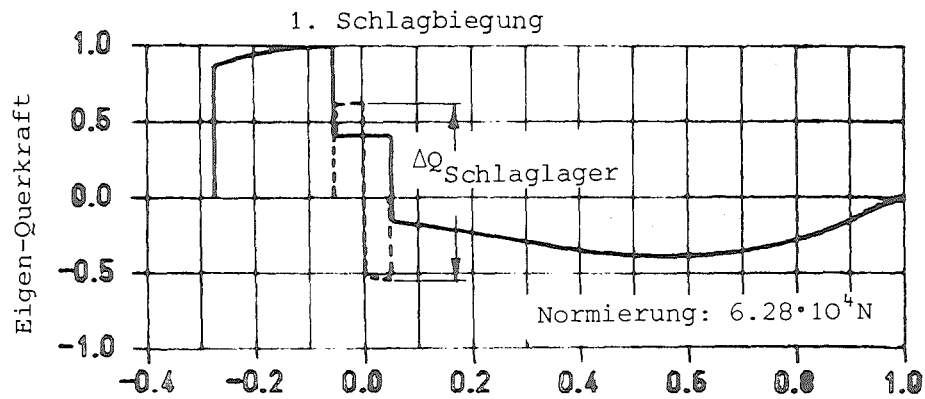
$$\Omega_N = 4,584 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Biegeeigenformen des DEMO-Rotors (Blatt-Gegengewicht)

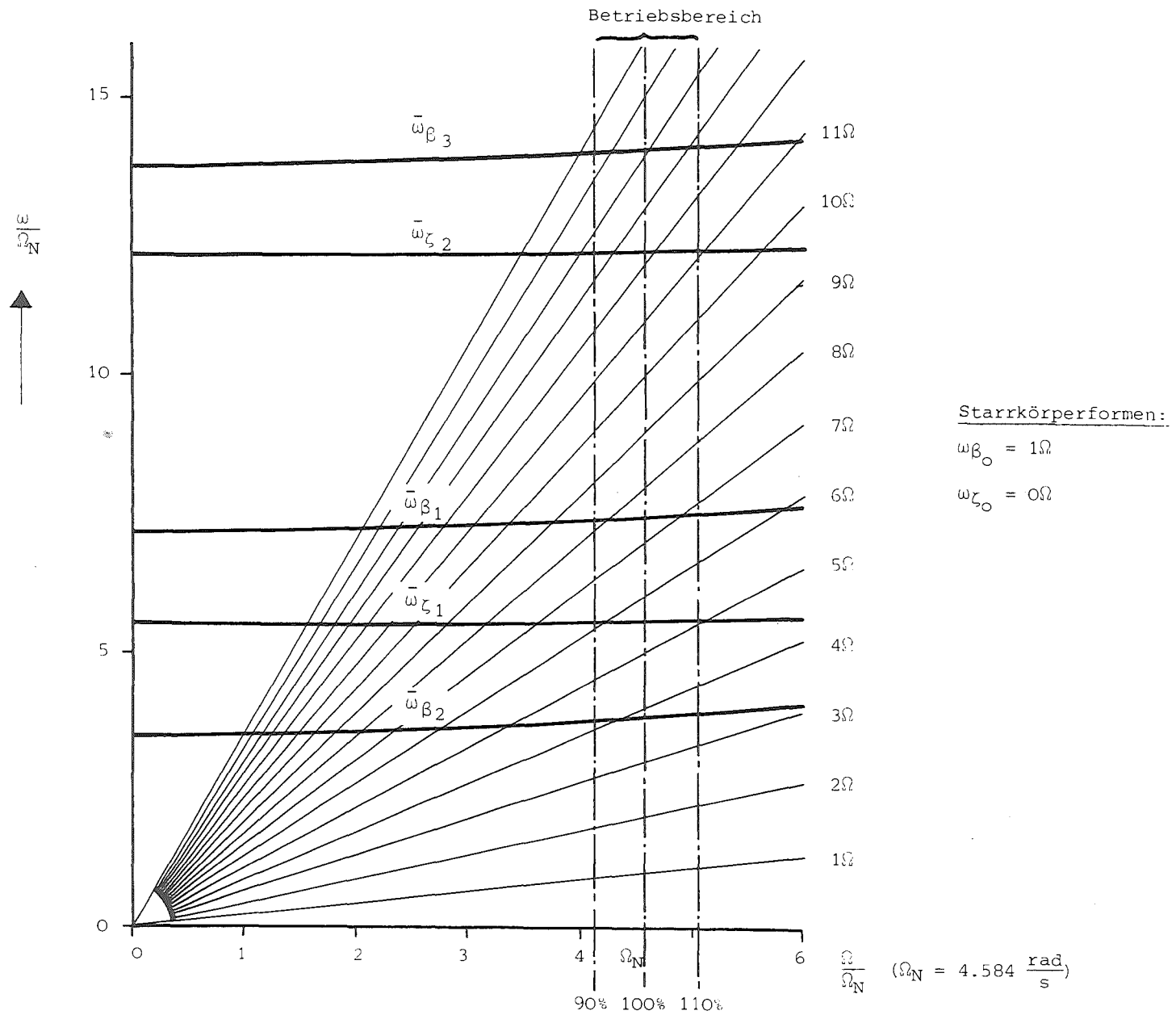
Rotorblatt DEMO



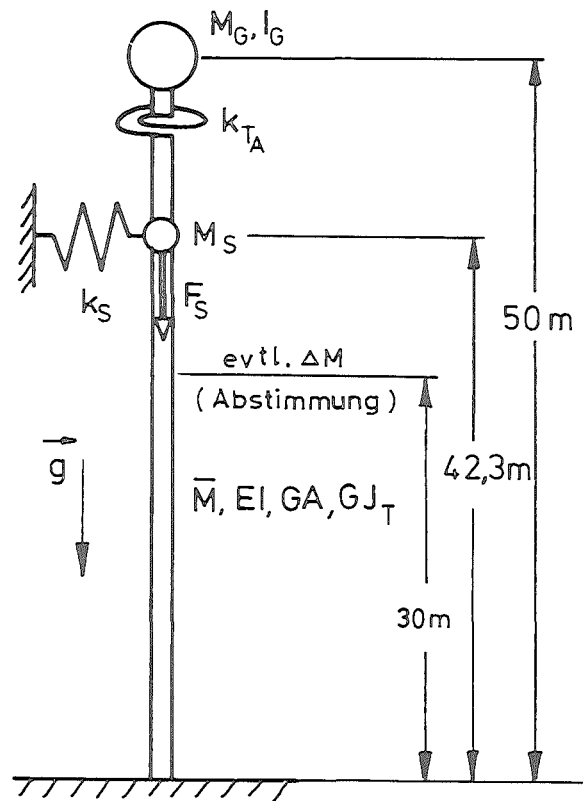
Idealisierung der Rotorlagerung durch Doppelbalkenmodell



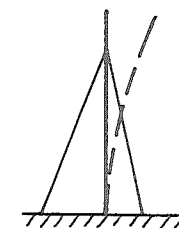
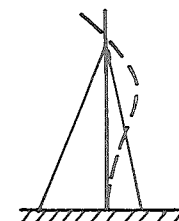
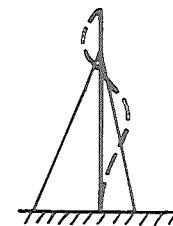
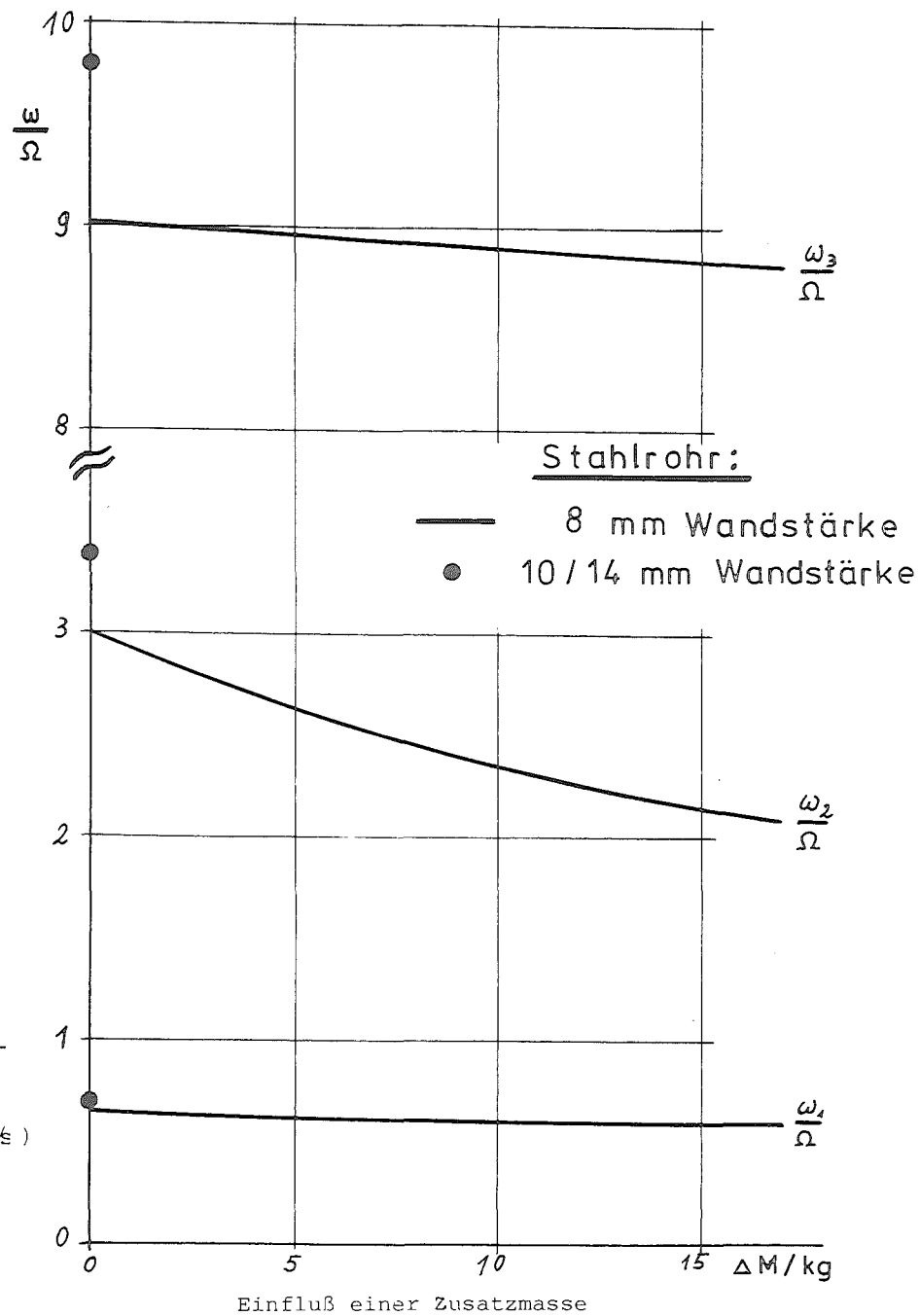
Schlagbiegeeigenformen und zugehöriger Biegemomenten- und Querkraftverlauf für DEMO-Anlage
bei $\Omega_N = 4.584 \text{ rad/s}$



Rotor-Biegeeigenfrequenzen (drehendes System) der DEMO-Anlage



DEMO-Turmeigenfrequenzen
(Nickfrequenz bezogen auf $\Omega = 4.584 \text{ rad/s}$)



II. Spezifikation der Eigenfrequenzen der DEMO-Windanlage
(Zusammenstellung der Ergebnisse)

System-Komponente	Eigenfrequenzen-Spezifikationen	
Rotor (Blatt + Gegengewicht) frei-frei- bei $\Omega = 4,584 \frac{1}{s}$ gelenkige Lagerung in Rotormitte	Schlagbiegung: $\omega_{\beta_1} \approx 3,8 \Omega = 17,4 \frac{1}{s}$ (flapwise) $\omega_{\beta_2} \approx 7,5 \Omega = 34,4 \frac{1}{s}$ $\omega_{\beta_3} \approx 14,5 \Omega = 66,5 \frac{1}{s}$ ----- Schwenkbiegung $\omega_{\zeta_1} \approx 5,6 \Omega = 25,7 \frac{1}{s}$ (edgewise) $\omega_{\zeta_2} \approx 12,5 \Omega = 57,5 \frac{1}{s}$ ----- Blatt-Einspann- $\omega_{\theta} \geq 15 \Omega = 68,8 \frac{1}{s}$ torsion (Pitch-Steuerung)	drehendes System
Antrieb-Torsion (Rotor-Getriebe-Generator)	Rotor gegen $\omega_T = (11,0 \div 12,0) \Omega = (50,4 \div 55,3) \frac{1}{s}$ Generator	drehendes System
Turm/Gondel (Rotormasse berücksichtigt)	Querbiegung $\omega_{R_1} = 0,68 \Omega = 3,1 \frac{1}{s}$ (Rollen) $\omega_{R_2} = 3,5 \Omega = 16,04 \frac{1}{s}$ ----- Längsbiegung $\omega_{N_1} = 0,69 \Omega = 3,16 \frac{1}{s}$ (Nicken) $\omega_{N_2} = 3,4 \Omega = 15,6 \frac{1}{s}$ ----- Torsion (Gieren) $\omega_{G_1} = (2,4 \div 2,6) \Omega = (11,0 \div 11,9) \frac{1}{s}$	nichtdrehendes System

Tabelle 1: Spezifikation der Eigenfrequenzen für die DEMO-Windanlage ($\Omega = 4,584 \frac{1}{s}$)

Bei der Festlegung der Eigenfrequenzen für die Hauptkomponenten der DEMO-Anlage sind folgende Besonderheiten zu beachten:

- Die für das WEA-Gesamtsystem maßgebenden Eigenwerte und Eigenschwingungsformen sind in der Regel auch ohne Luftkrafteinfluß mehrfrequent.
- Diese für Systeme mit periodischen Koeffizienten typischen mehrfrequenten "Eigenschwingungen" setzen sich (ohne Luftkräfte) allgemein aus drei voneinander abhängigen Schwingungskomponenten zusammen:

$(\omega - \Omega)$ - Komponente

ω - Komponente

$(\omega + \Omega)$ - Komponente

wobei: Ω : Rotordrehfrequenz

ω : System-"Eigenfrequenz"

- Die WEA-System-"Eigenfrequenzen" stimmen näherungsweise mit den Komponenten-Eigenfrequenzen (Rotor, Antrieb, Turm) überein, solange kein kritischer Resonanzfall vorliegt.

Folgende Resonanzfälle müssen berücksichtigt werden:

(1) Hauptparameterresonanz mit $\frac{1}{2} (2\nu-1)\Omega$ $\nu = 1, 2 \dots$

wichtig für Stabilität: $\nu = 1 \rightarrow 0,5\Omega$ - Resonanz

(2) Harmonische Resonanz mit $\nu\Omega$ $\nu = 1, 2 \dots$
(zweite Parameterresonanz)

wichtig für Stabilität: $\nu = 1 \rightarrow 1\Omega$ - Resonanz

wichtig für Response: $\nu \leq 8 \rightarrow (1-8)\Omega$ - Resonanz

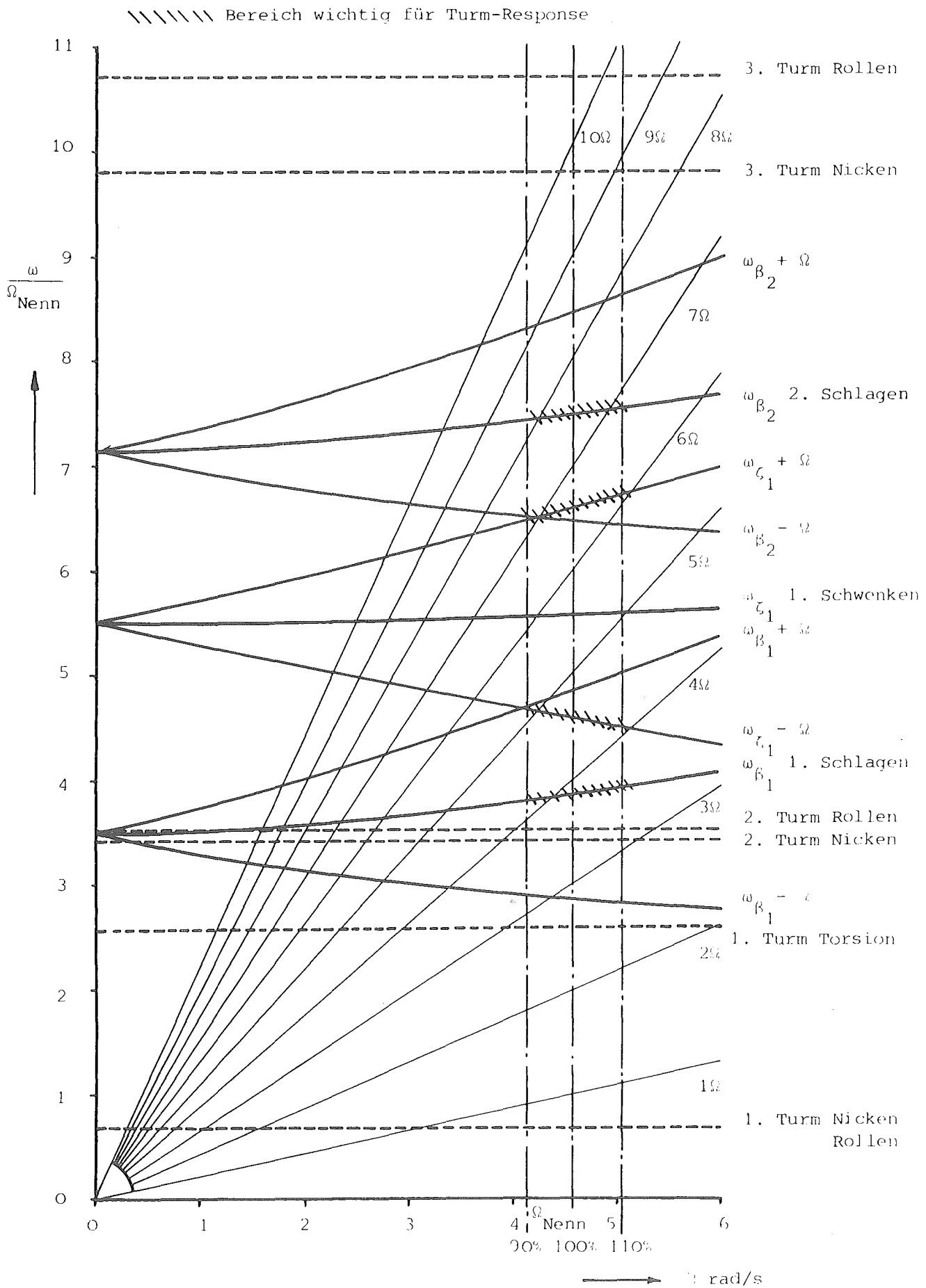
Bei der Beurteilung der Resonanzstellen muß beachtet werden, daß bei dem gewählten 1-Blatt-Rotorkonzept für die Turmdynamik die Kraftübertragung vom drehenden ins feste System maßgebend ist, während für das Antriebssystem (Drive Train) die Drehmomentenübertragung eine Rolle spielt.

Es gilt:

Schlagbiegung: ω_β -Schwingungskomponenten maßgebend für
Turmbiegung (Nicken)

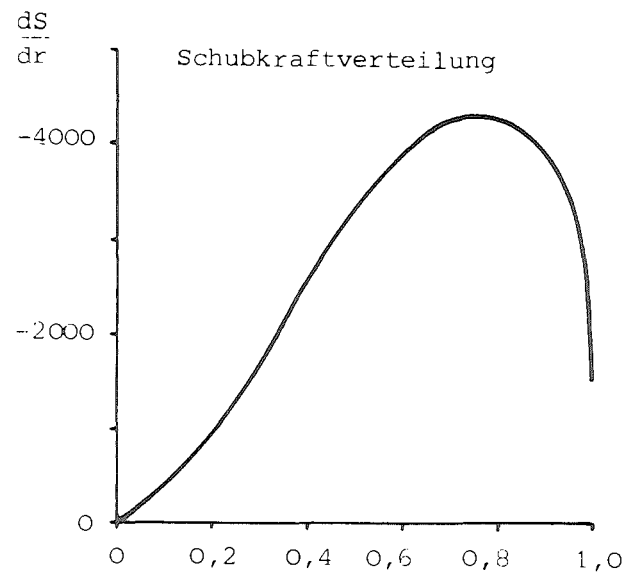
Schwenkbiegung: ω_ζ -Schwingungskomponente maßgebend für
Antrieb (Torsion)

$(\omega_\zeta \pm \Omega)$ -Schwingungskomponente maßgebend für
Turmbiegung (Rollen).



Eigenfrequenzen im festen System der DEMO-Windenergieanlage
 $(\Omega_{\text{Nenn}} = 4,584 \text{ rad/s})$

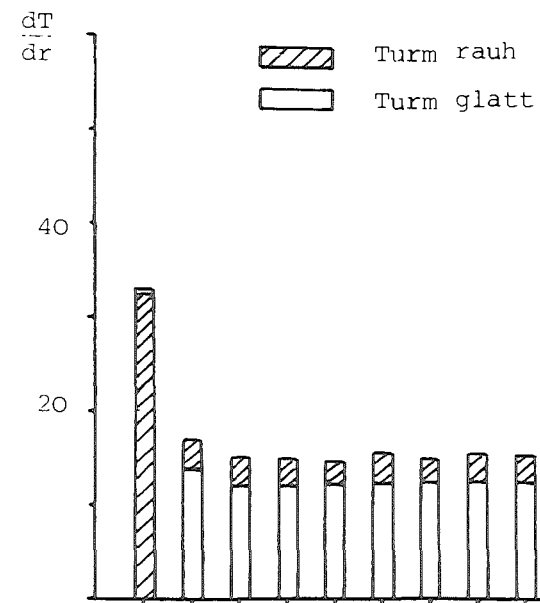
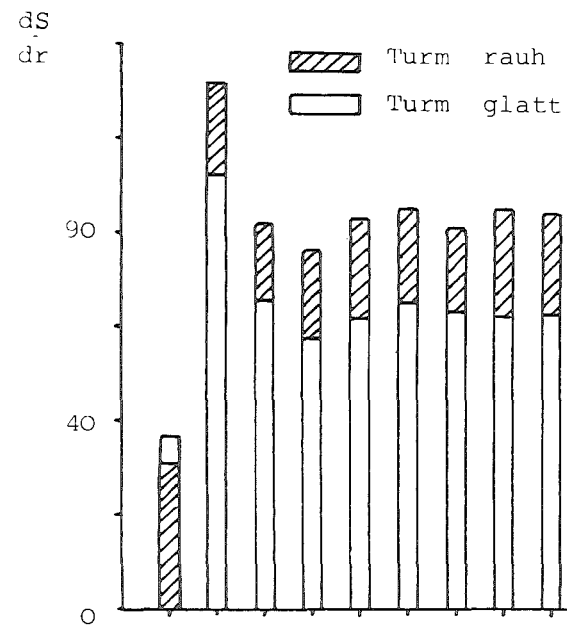
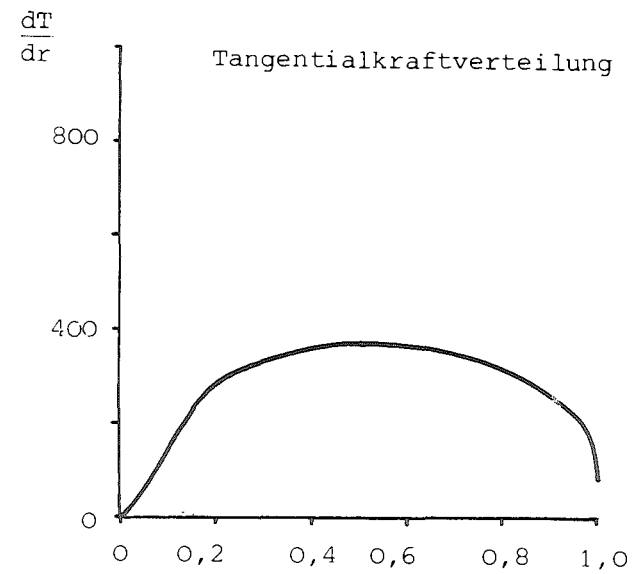
III. Beanspruchungen im Betrieb der DEMO-Windanlage



$$v_{\text{Wind}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

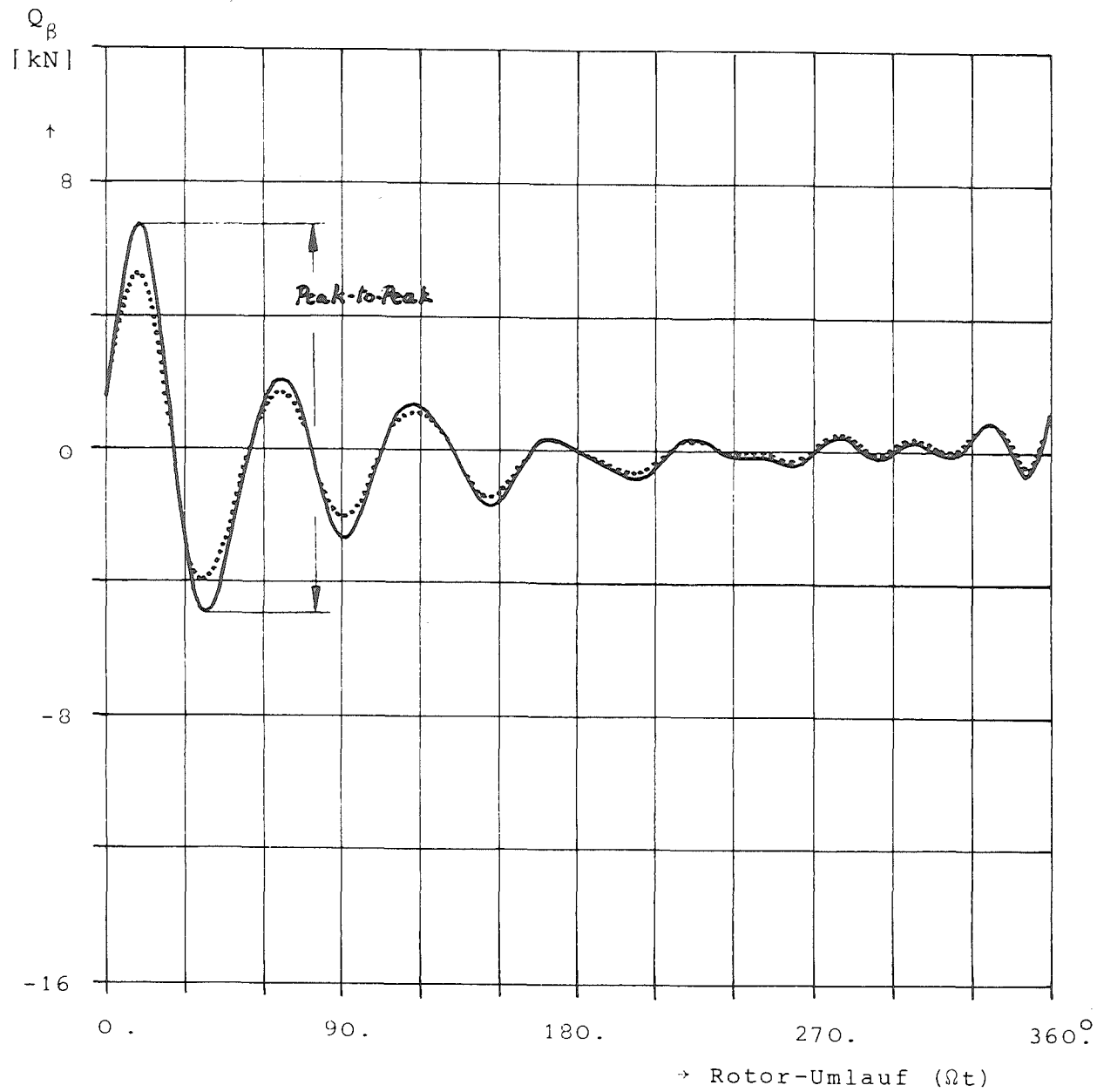
$$\Omega = 4,953 \frac{1}{\text{s}} \cdot 400$$

$$(\Lambda = 11,97)$$



Luftlasten bei DEMO-Rotorblatt (Wennekers, MBB-UD-DE123)

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. Harmonische



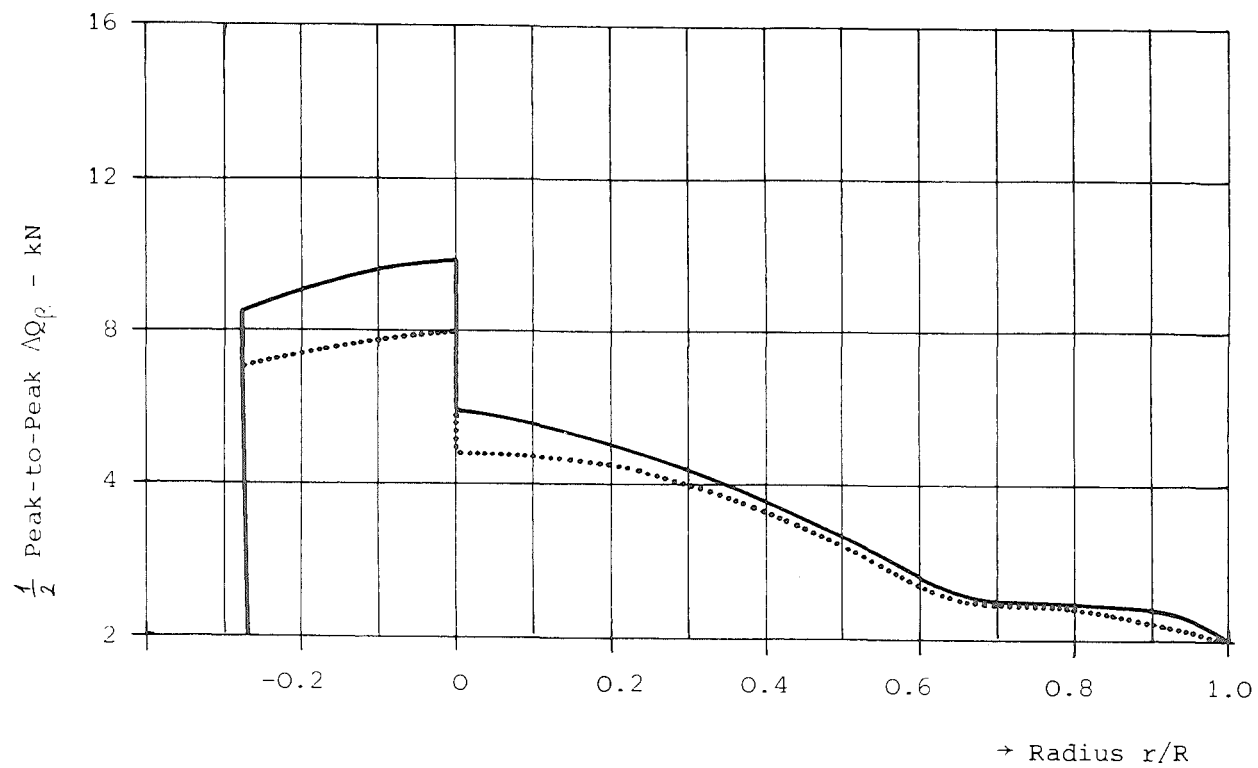
DEMO-Anlage

$$v_{\text{Wind}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Omega = 4,953 \text{ rad/s}$$

$$(\Lambda = 11,97)$$

Schlagbiegequerkraftverlauf über Umlauf in Rotormitte (blattseitig)



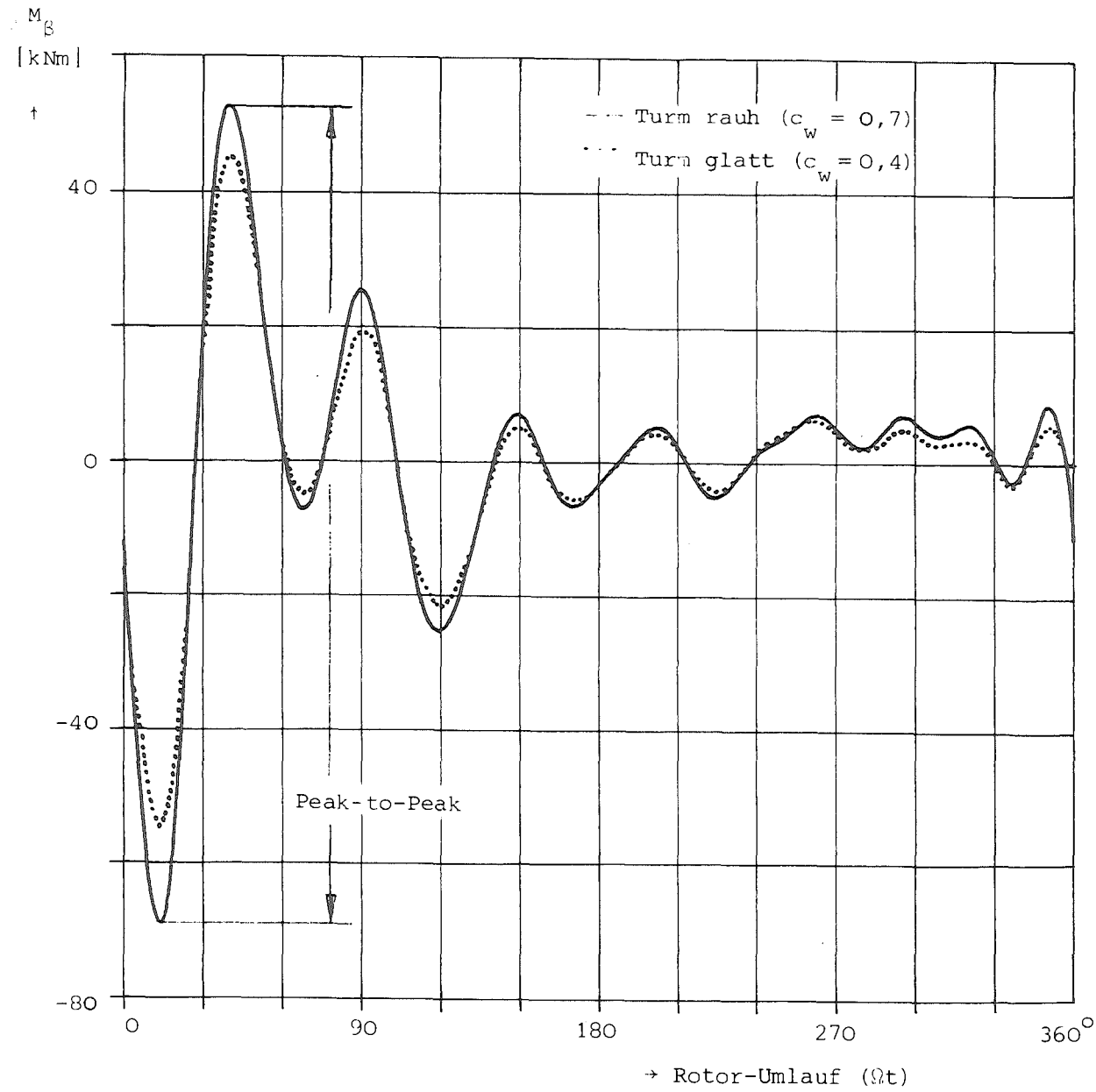
Maximale Wechsel-Schlagbiegequerkräfte über Rotorradius

DEMO-Anlage

$v_{\text{Wind}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$\Omega = 4953 \text{ rad/s}$

$(\Lambda = 11.97)$



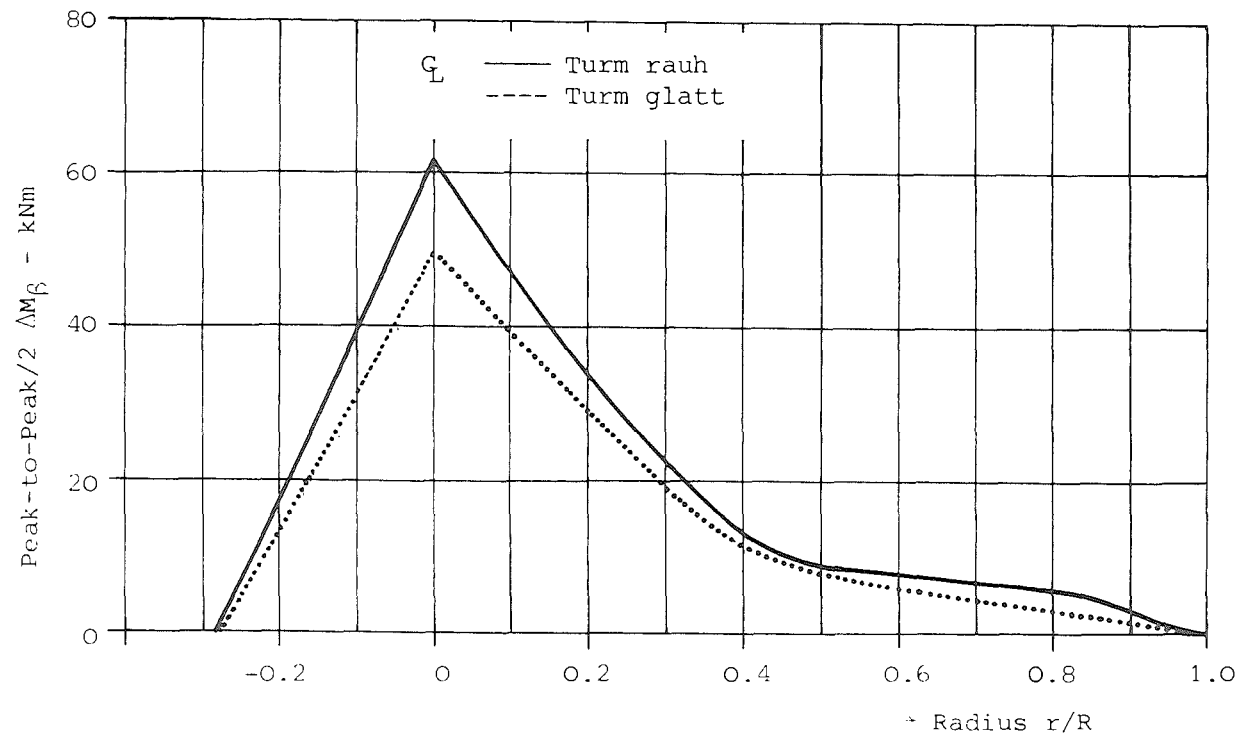
Schlagbiegemomentenverlauf über Umlauf in Rotormitte

DEMO-Anlage:

$$V_{\text{Wind}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Omega = 4,953 \text{ rad/s}$$

$$(\Lambda = 11,97)$$



DEMO-Anlage

$v_{\text{Wind}} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$\Omega = 4.953 \text{ rad/s}$

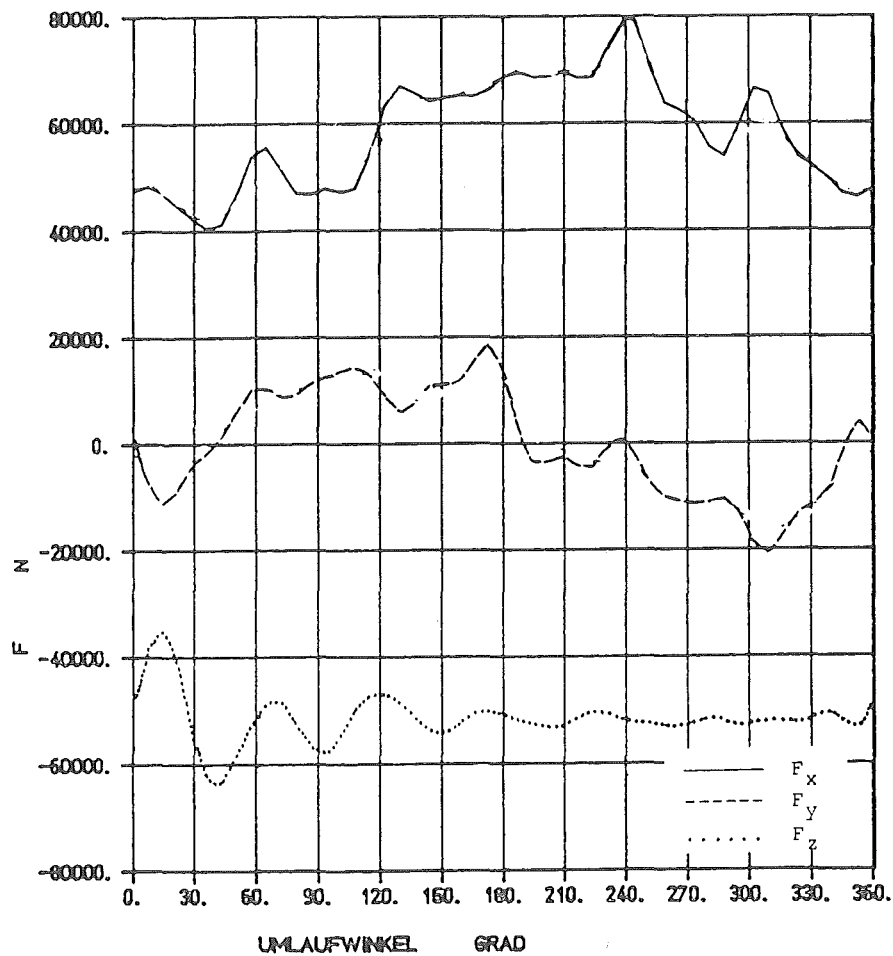
$(\Lambda = 11.97)$

Maximale Wechsel-Schlagbiegemomente über Rotorradius

| Rechenfall | | Schlagrichtung | | | | Schwenkrichtung | | |
|------------|--------------------------------|----------------|-------------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------|
| Nr. | Wind-
geschw. | Schlagwinkel | | Blattspitzen-
deformation | | Schwenk-
winkel | Blattspitzen-
deformation | |
| | | β_0 | $\Delta\beta_{1\Omega}$ | w_0 | $\Delta w_{1\Omega}$ | $\Delta\zeta_{1\Omega}^{-0}$ | u_0 | $\Delta u_{1\Omega}$ |
| 1 | $6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | $6,3^\circ$ | $\pm 0,8^\circ$ | 0,38 m | $\pm 0,005 \text{ m}$ | $\pm 0,08^\circ$ | 0,04 m | $\pm 0,06 \text{ m}$ |
| 2 | $10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | $9,7^\circ$ | $\pm 1,0^\circ$ | 0,73 m | $\pm 0,01 \text{ m}$ | $\pm 0,12^\circ$ | 0,10 m | $\pm 0,06 \text{ m}$ |
| 3 | $16 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | $4,0^\circ$ | $\pm 0,9^\circ$ | 0,10 m | $\pm 0,01 \text{ m}$ | $\pm 0,08^\circ$ | 0,08 m | $\pm 0,06 \text{ m}$ |

Schlag-/Schwenkwinkel und elastische Blattspitzenauslenkungen der DEMO-Anlage
im Betrieb

IV. Grundsätzliches zum Durchlaufproblem bei der DEMO-Windanlage



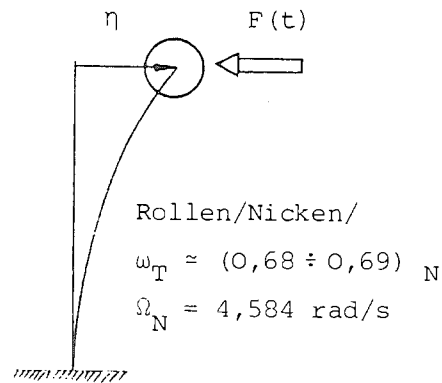
Verlauf der Kräfte am Rotorhauptlager für den Grundfall mit
10 m/s Windgeschwindigkeit für DEMO-Windanlage

F_x - Vertikalkraft

F_y - Horizontalkraft

F_z - Längskraft in Mastrichtung

(F_x , F_y , F_z → Turmerregung)



F = gen. Kraft
 m = gen. Masse
 ω_T = Turm-Eigenfrequenz
 D = Dämpfungsmaß

Bewegungsgleichung:

$$m(\ddot{\eta} + 2\omega_T D \dot{\eta} + \omega_T^2 \eta) = F$$

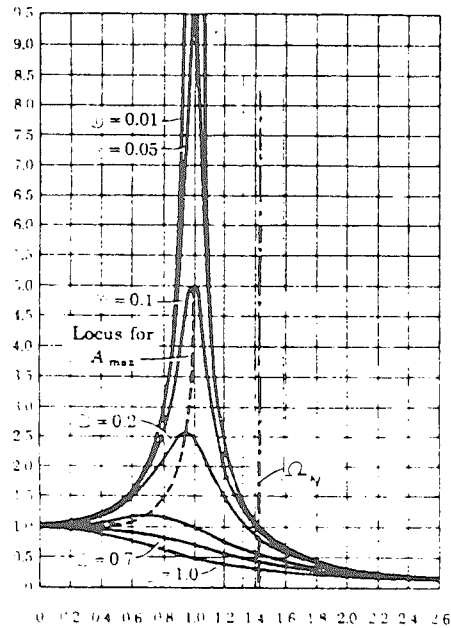
$$F = F_0 \cos \psi$$

$$\eta_0 = \frac{F_0}{\omega_T^2 m}$$

dyn.-stationär: $\Omega = \text{konst.}$

$$F = F_0 \cos \Omega t$$

$$v_{\text{stat}} = \frac{\eta_{\text{stat}}}{\eta_0}$$

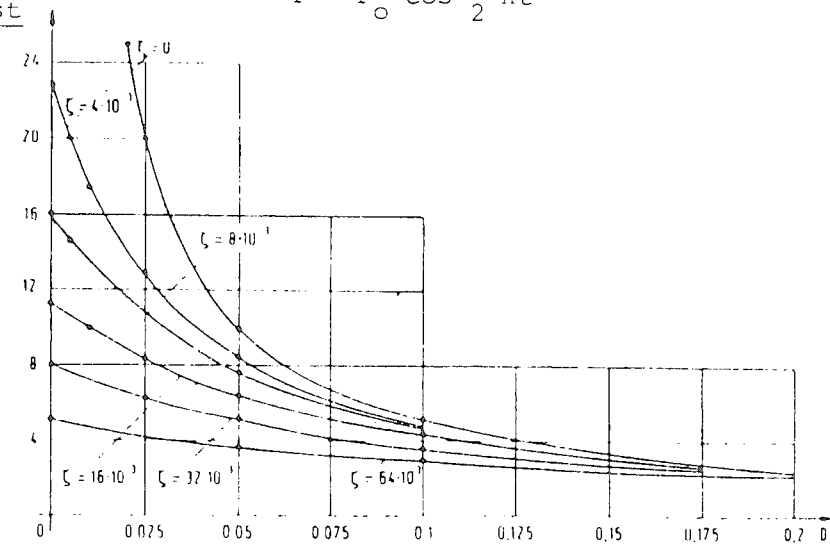


dyn.-instationär: $\Omega = \Lambda = \text{konst.}$

$$\zeta = \frac{\Lambda}{\omega_T^2}$$

$$F = F_0 \cos \frac{1}{2} \Lambda t^2$$

$$v_{\text{inst}} = \frac{\eta_{\text{inst}}}{\eta_0}$$



Durchlaufproblem beim DEMO-Turm: stationäre und "instationäre" Vergrößerungsfunktionen

Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Windenergieanlagen

John H. Argyris *

Bertold Kirchgäßner

Zusammenfassung

Für ein spezielles Rotorblatttkonzept mit Schlaggelenk, Schwenkgelenk und einer Koppelung des Anstellwinkels an den Schlagwinkel werden ausgewählte Ergebnisse der dynamischen Analyse dargestellt. Es sind dies die Stabilität des Rotorblattes im Nennbetrieb und die Verschiebungen und Spannungen im stationären Betrieb, bei einer Bö und im Turmnachlauf. Weiter werden noch laufende Arbeiten auf dem Gebiet der Dynamik des Gesamtsystems vorgestellt.

* Universität Stuttgart, Institut für Statik und Dynamik
der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen

Einleitung

Die dynamische Untersuchung von Windenergiekonvertern umfaßt zwei unterschiedliche Problemkreise, nämlich einerseits selbsterregte Schwingungen, dynamische Instabilitäten, andererseits fremderregte Schwingungen, die dynamische Antwort des Systems auf externe Erregerkräfte. Dynamische Instabilitäten - typische Beispiele dafür sind Flattern und Bodenresonanz - müssen auf jeden Fall vermieden werden, da durch die schnell anwachsenden Amplituden das Tragwerk in kürzester Zeit zerstört wird, wenn nicht größere Amplituden durch nichtlineare Effekte gedämpft werden. Durch eine Stabilitätsuntersuchung muß daher das Auftreten selbsterregter Schwingungen ausgeschlossen werden.

Fremderregte Schwingungen lassen sich hingegen bei Windenergiekonvertern grundsätzlich nicht vermeiden, da auch im idealen Fall konstanter Anströmgeschwindigkeit über der Rotorebene bei Horizontalachsenmaschinen mindestens zyklische Gewichtskräfte, bei Vertikalachsenmaschinen mindestens zyklische Luftkräfte auftreten. Hier müssen also durch günstige Lage der Eigen- und der Erregerfrequenzen zueinander Resonanzen vermieden werden, um die auftretenden Verformungsamplituden und damit die Wechsellasten in der Struktur klein zu halten.

Rotorblattkonzept mit Schlag- und Schwenkgelenk

Sieht man in einem dynamischen System Starrkörperbewegungen vor, deren Steifigkeit lediglich aus externen Kräften wie z.B. Fliehkräften resultiert, so können die in der Struktur auftretenden Wechsellasten u.U. dadurch reduziert werden, daß die auftretenden periodischen oder stochastischen Erregerkräfte zwar Schwingungen merklicher Amplitude bewirken, diese aber nur geringe elastische Anteile enthalten und deshalb die Struktur nur wenig belasten. Im Rahmen des Forschungsvorhabens "Investigation of rotor stressing and smoothness of operation of large-scale wind energy conversion systems", das unter Beteiligung des BMFT von der IEA gefördert wurde, wurde ein Rotorblatt-Konzept mit Schlag- und Schwenkgelenk /1/ - /4/ untersucht, bei dem die auftretenden stationären und instationären Lasten weitgehend durch die Zentrifugalsteifigkeit aufgenommen werden sollten. Dazu besaß das Rotorblatt ein Schlaggelenk auf der Drehachse, ein Schwenkgelenk bei 10 % der Blattlänge und eine Koppelung des Blattanstellwinkels an den Schlagwinkel zur Stabilisierung des Konuswinkels, die sog. Blattwinkelrücksteuerung. In Abb. 1 sind das Blattmodell und die FE-Idealisierung dargestellt.

Weiter wurde für das Rotorblatt eine Massenverteilung gewählt, für die im Nennbetrieb die Schlagbiegemomente weitgehend verschwinden, da die Resultierende der entsprechenden Zentrifugal- und Luftkraftkomponenten in Richtung der Blattlängsachse zeigt. Für Arbeitspunkte außerhalb des Nennzustandes ergeben sich dann natürlich entsprechend geänderte Konuswinkel.

Beim Umlauf einer Horizontalachsenmaschine greift am Rotorblatt ein zyklisches Schwerkraftmoment an, dessen Bedeutung mit zunehmender Anlagengröße wächst. Bei dem hier untersuchten Rotorblattkonzept wird dadurch eine Schwenkschwingung angeregt, die, da die unterste Schwenkeigenfrequenz weit unterhalb der Erregerfrequenz liegt, in Gegenphase zum Schwerkraftmoment verläuft. Es handelt sich dabei weitgehend um eine Starrkörperbewegung.

Dynamische Analyse des Blattmodells

Bei der linearen Untersuchung des Blattkonzeptes wurden eine Reihe von Annahmen gemacht:

- Drehachse fest eingespannt
- Drehgeschwindigkeit konstant
- Quasistationäre, linearisierte Aerodynamik

Dies ergab ein System linearer Bewegungsdifferentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten, das mit Hilfe des FE-Systems ASKA aufgestellt und mit den Eigenformen des Systems ohne Luft- und Corioliskräften kondensiert wurde /3/. In Abb. 2 sind diese Eigenformen für ein Blattmodell mit freier Schlag- bzw. Schwenkbewegung und Blattwinkelrücksteuerung dargestellt. Im kondensierten System wurden dann die Stabilität des Systems durch Berechnung der komplexen Eigenfrequenzen und die Bewegung des Systems durch direkte Integration ermittelt. Die wesentlichen Daten des Blattmodells sind in Tab. 1 dargestellt.

Eine Stabilitätsanalyse des entsprechenden Starrkörpersystems mit Schlagen, Schwenken und Blattwinkelrücksteuerung /4/ ergab eine Instabilität für die Starrkörperschwenkeigenfrequenz. Da außerdem Abschätzungen für die schwerkrafteerregte Schwenkbewegung viel zu hohe Schwenkamplituden erwarten ließen, wurde das Prinzip des freien Schwenkens aufgegeben und am Schwenkgelenk eine viskose Dämpfung und eine Federsteifigkeit vorgesehen; die niederste Schwenkeigenfrequenz blieb weiterhin unter der Drehfrequenz.

Stabilität des Rotorblattes im Nennbetrieb

Für das so modifizierte Blattmodell wurde die Stabilität im Nennbetrieb in Abhängigkeit vom Blattwinkelrücksteuerungsfaktor n , dem Verhältnis der Anstellwinkeländerung zur Schlagwinkeländerung, untersucht /3/. In Abb. 3 sind die Frequenzen, in Abb. 4 die Dämpfungswerte über dem Blattwinkelrücksteuerungsfaktor aufgetragen. Die 1. Schwenkeigenfrequenz ist auch in diesem Falle noch sehr schwach gedämpft; für eine weiterführende Untersuchung dieser Schwingungsform wäre vermutlich nichtlineare Aerodynamik notwendig, um die aerodynamische Dämpfung genauer zu erfassen. Die 2. Eigenfrequenz gehört zur niedersten Schlageigenform, die für $n = 0$ im wesentlichen eine Starrkörperbewegung darstellt. Für wachsendes n enthält die Schwingungsform steigende Anteile höherer Schlageigenformen; gleichzeitig nimmt die Dämpfung dieser Schlagbewegung oberhalb $n = 4$ rapide ab, die Bewegung blieb aber im untersuchten Bereich bis $n = 7$ stabil.

Dynamische Antwort des Blattmodells

Weiter wurde die Response des Blattmodells für den Nennbetrieb mit zyklischer Schwerkraftherregung, auf eine globale Bö von 10 auf 20 m/s innerhalb 1 s und für einen simulierten Turmnachlauf mit einer Windgeschwindigkeitsabminderung von 45 % untersucht /3/. Während die Ergebnisse für Nennbetrieb und Turmnachlauf im Rahmen der linearen Theorie wohl noch akzeptabel sind, besitzen die Ergebnisse bei der Böenerregung mehr qualitativen Charakter, einerseits wegen der großen auftretenden Verschiebungen in Schwenkrichtung, andererseits wegen der bei merklichen Verschiebungen auftretenden Nichtlinearitäten der Aerodynamik, die im hier untersuchten linearisierten Modell vernachlässigt wurden.

In Abb. 5 sind die Verschiebungen des Blattmodells unter Böenbelastung dargestellt. Dabei ist φ der Schwenkwinkel,

ψ der Schlagwinkel, u_8 und u_{14} sind die Verschiebungen in Schlagrichtung am Knoten 8 in der Mitte des Blattes bzw. am Knoten 14 an der Blattspitze, und w_8 bzw. w_{14} sind die entsprechenden Verschiebungen in Schwenkrichtung. Die Bö setzt erst nach einem Umlauf ein, so daß bis zu $t = 3,77$ s lediglich die schwerkraftherregte Schwingung des Nennbetriebs zu sehen ist. Die Response nach Beginn der Bö setzt sich zusammen aus der schwerkraftherregten Schwingung mit Drehfrequenz und der überlagerten Böenresponse, deren wesentlichster Anteil eine Schwenkschwingung hoher Amplitude mit der schwach gedämpften 1. Schwenkeigenfrequenz ist. In Abb. 6 sind dann die zugehörigen Spannungen an verschiedenen Stellen des Blattes dargestellt. Hierbei dominiert die schwerkraftherregte Schwingung mit Drehfrequenz, während im Außenbereich des Flügels nach Beginn der Bö auch höherfrequente Anteile zu erkennen sind.

In Abb. 7 sind dann die Verschiebungen des Rotorblattes im Nennbetrieb mit Turmnachlauf dargestellt und in Abb. 8 die zugehörigen Spannungen. Dabei ist eine zusätzliche Belastung des Außenflügels durch die angeregten höheren Eigenformen zu erkennen.

In Abb. 9 und 10 sind schließlich Schlag- bzw. Schwenkwinkel in Abhängigkeit von Blattwinkelrücksteuerungsfaktor n aufgetragen. Während in Schwenkrichtung kaum eine Abhängigkeit besteht, wird die Schlagwinkelamplitude bei wachsendem n drastisch reduziert.

Programmsystem für die Stabilitätsanalyse des Gesamtsystems

Eines der kompliziertesten Probleme bei der dynamischen Untersuchung eines Windenergiekonverters ist die Stabilitätsanalyse des Gesamtsystems. Im Rahmen des Projektes ET 4406 A "OPTIWA" wird dafür z.Zt. ein Programmsystem entwickelt. Hierbei werden die Verschiebungen der Teilsysteme Turm und Rotor durch die Eigenformen der Teilsysteme beschrieben, kinetische und potentielle Energie des Gesamtsystems aufgestellt und dann die linearisierten Bewegungsgleichungen über die Lagrange'sche Gleichung abgeleitet. Im allgemeinen Fall enthalten die Bewegungsgleichungen zyklische Koeffizienten, die Stabilitätsuntersuchung erfolgt deshalb mit Hilfe der Floquet'schen Theorie. Die Anzahl der verallgemeinerten Freiheitsgrade des Gesamtsystems ist vorerst auf ca. 30 beschränkt.

Nichtlineare Untersuchung des "Stuttgarter Turms"

In /1/ wurde ein neuartiges Turmkonzept vorgeschlagen, durch welches das dynamische Verhalten des Gesamtsystems wesentlich verbessert werden sollte, da damit eine weiche, überkritische Lagerung der Rotorwelle erreicht werden kann. Dabei ist der Turm an seinem unteren Ende gelenkig gelagert, und der Turmkopf wird durch eine passend gewählte Seilabspannung näherungsweise auf einer Kreisbahn geführt. Die Frequenz der Gierschwingung des Turmkopfes ist damit proportional zur Wurzel aus dem Rotorschub und liegt bei Nennbetrieb weit unterhalb der Drehfrequenz.

Die in /5/ begonnenen Untersuchungen zur Kinematik dieses Turmkonzeptes wurden im Rahmen des Projektes ET 4406 A "OPTIWA" fortgesetzt; weiter erfolgt eine nichtlineare statische und dynamische Analyse mit Hilfe des nichtlinearen FE-Programmsystems LARSTRAN.

Literaturverzeichnis

- /1/ F.X.Wortmann: Beschreibung des Konzepts "Schwingende Windturbine". Bericht am Institut für Aero- und Gasdynamik, Stuttgart 1977

- /2/ J.H.Argyris, K.A.Braun, B.Kirchgäßner: Statische Untersuchung von Rotorblättern unter Eigengewicht und im stationären Betrieb. ISD-Bericht Nr.243, Stuttgart 1979

- /3/ J.H.Argyris, K.A.Braun, B.Kirchgäßner: Dynamische Analyse eines Rotorblattes mit Schlagfreiheit, Schwenkfreiheit und Blattwinkelrücksteuerung. ISD-Bericht Nr.258, Stuttgart 1979

- /4/ J.H.Argyris, B.Kirchgäßner: Stabilität und Schwerkraftresponse der Schlag-Schwenkbewegung eines starren Rotorblattes mit Blattwinkelrücksteuerung. ISD-Bericht Nr.244, Stuttgart 1979

- /5/ J.H.Argyris, K.A.Braun: Statische und dynamische Untersuchung verschiedener Türme für Windturbinen. ISD-Bericht Nr.261, Stuttgart 1979

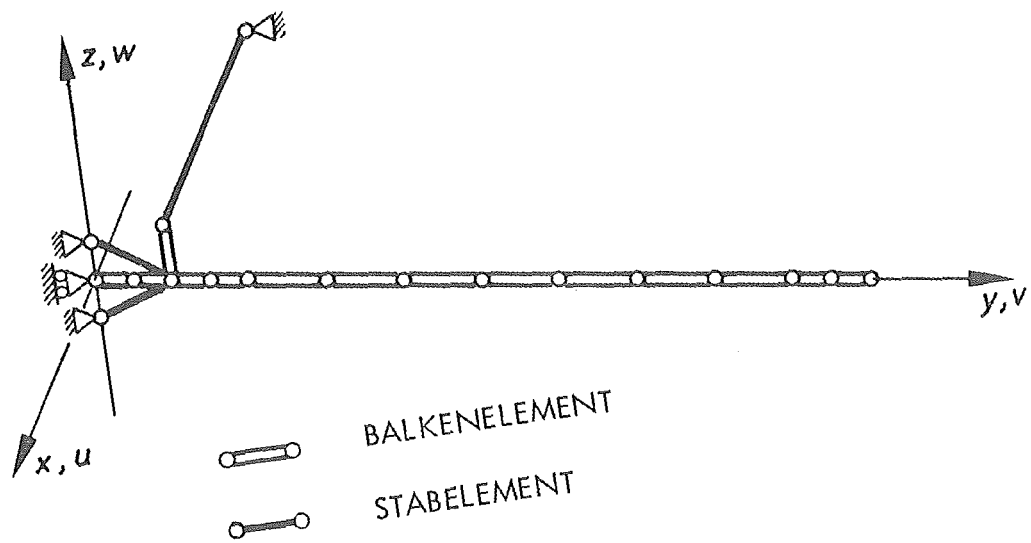
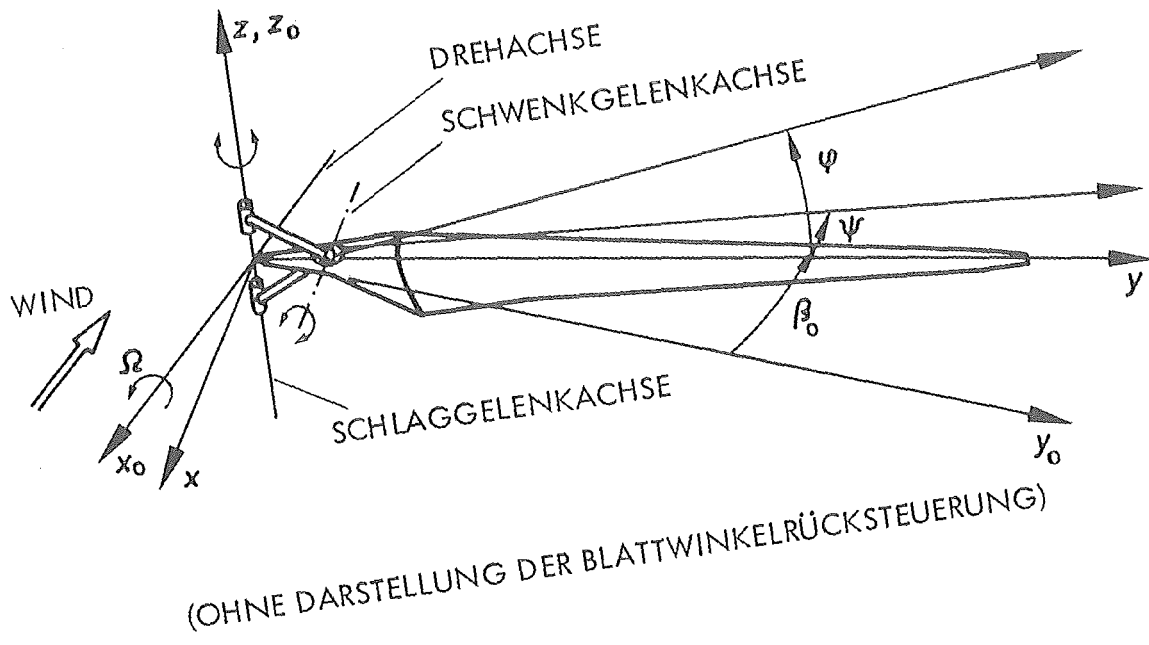


Abb. 1 ROTORBLATT UND FINITE ELEMENTE IDEALISIERUNG

| | | |
|--|---------------|------------------|
| Blattlänge | 60,0 | m |
| Lage des Schwenkgelenks bei $r =$ | 6,0 | m |
| Lage des Schwerpunktes bei $r =$ | 30,657 | m |
| Blattmasse | $12,989^{+3}$ | kg |
| Trägheitsmoment um das Schwenkgelenk | $1,0991^{+7}$ | $m^2 \text{ kg}$ |
| Trägheitsmoment um die Blattlängsachse | $1,2580^{+4}$ | $m^2 \text{ kg}$ |
| maximale Flügeltiefe | 6,0 | m |
| Drehzahl | 1,667 | rad/s |
| Konuswinkel im Nennbetrieb | 12 | ° |

Tab. 1 DIE WICHTIGSTEN DATEN DES BLATTMODELLS

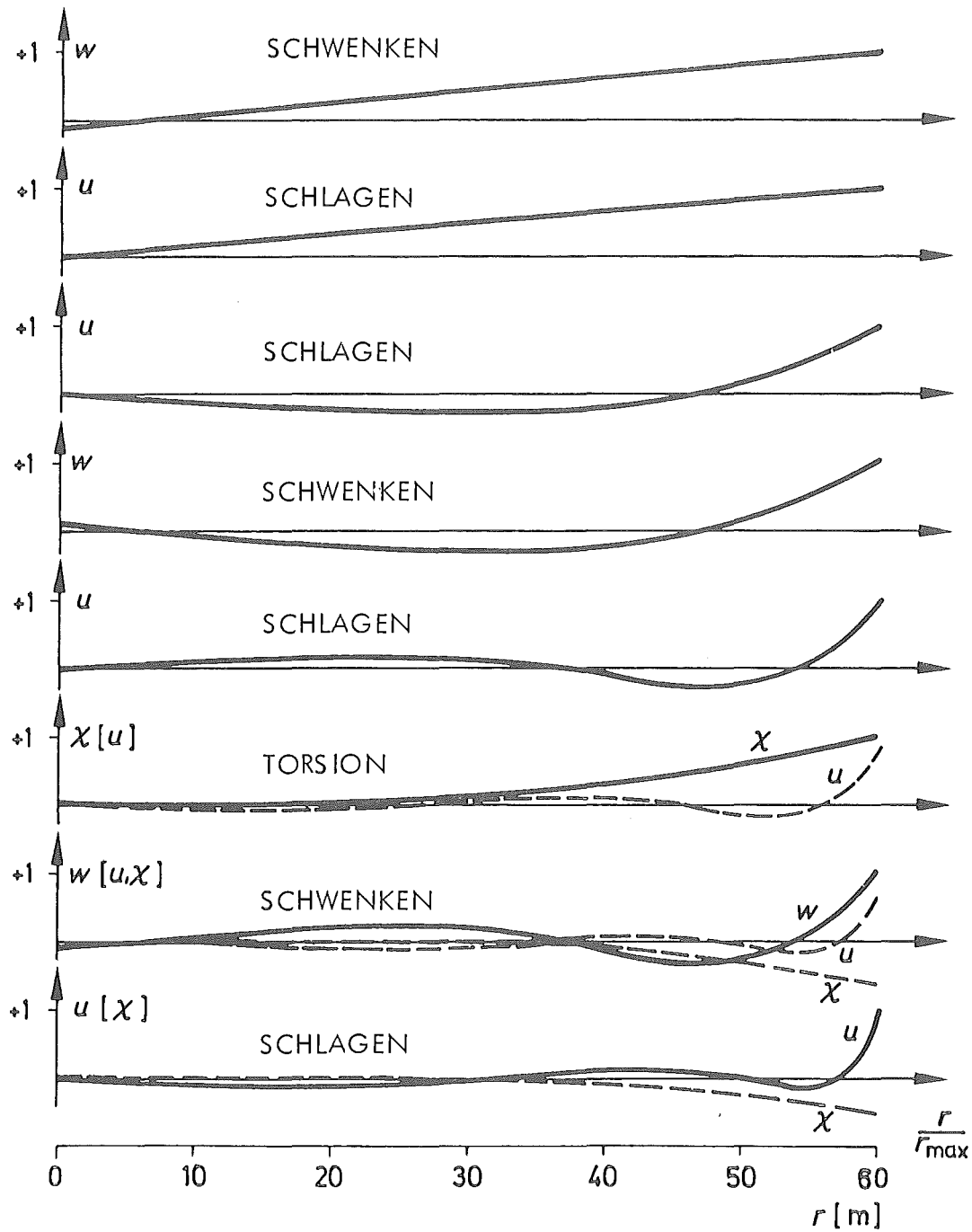


Abb. 2 EIGENSCHWINGUNGSFORMEN DES KONSERVATIVEN SYSTEMS OHNE CORIOLISKRÄFTE FÜR EIN BLATTMODELL MIT SCHLAGFREIHEIT, SCHWENKFREIHEIT UND BLATTWINKELRÜCKSTEUERUNGSFAKTOR $n = 5$
 $\Omega = 1,667 \text{ rad/s}$

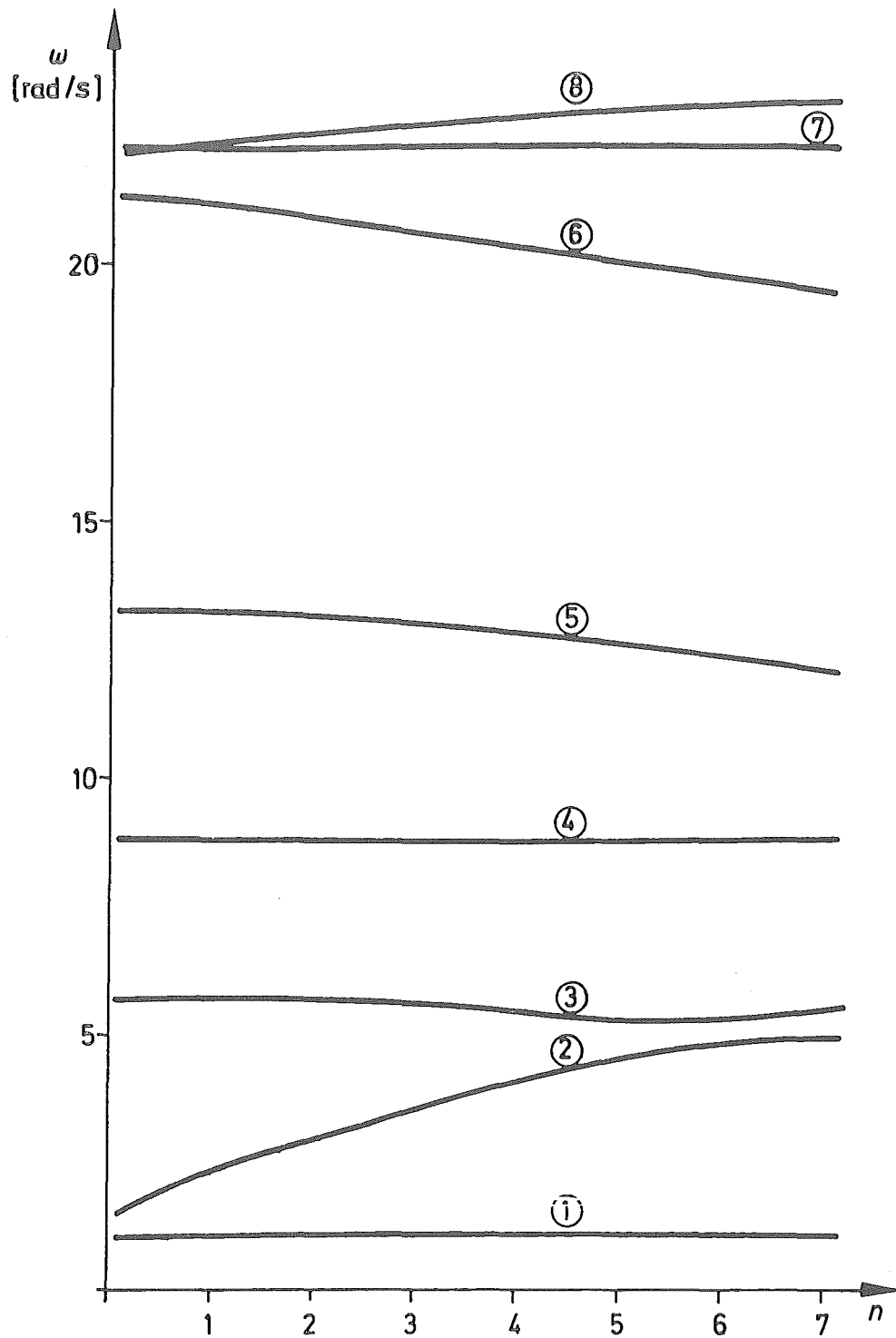


Abb. 3 IMAGINÄRTEIL DER KOMPLEXEN EIGENFREQUENZEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM BLATTWINKELRÜCKSTEUERUNGSFAKTOR n

$$\Omega = 1,667 \text{ rad/s}$$

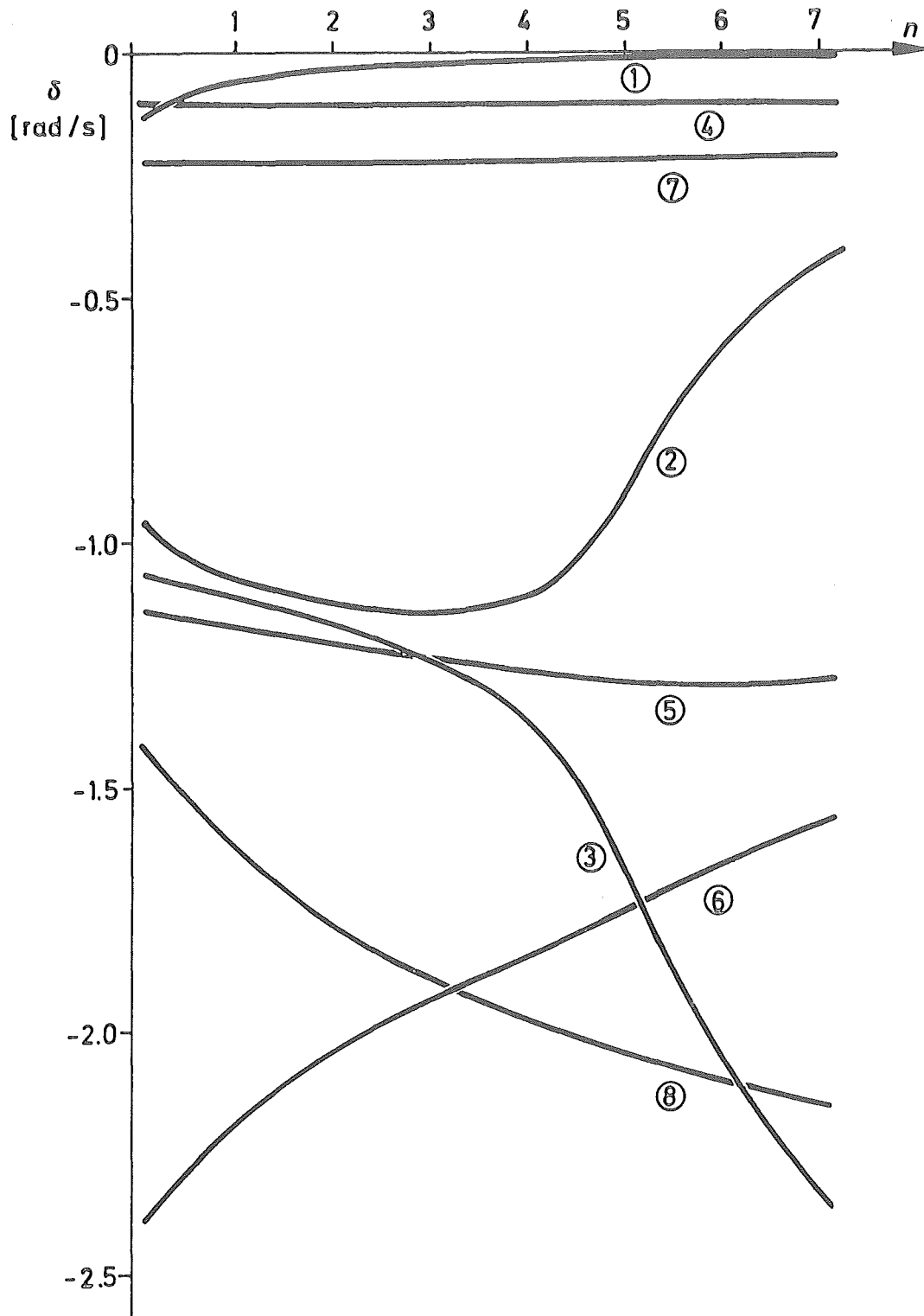


Abb. 4 REALTEIL DER KOMPLEXEN EIGENFREQUENZEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM BLATTWINKELRÜCKSTEUERUNGSFAKTOR n

$$\Omega = 1,667 \text{ rad/s}$$

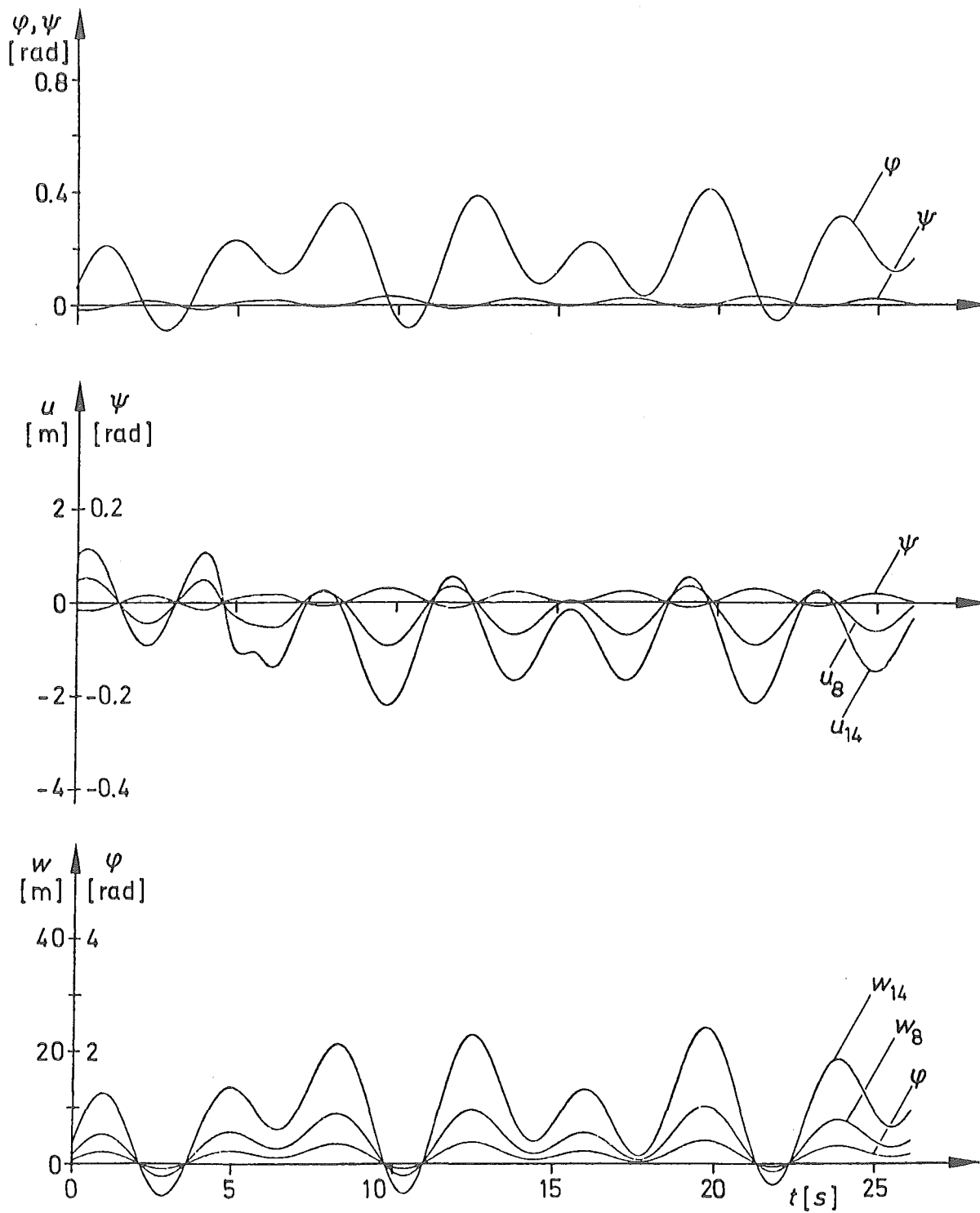


Abb. 5 SCHLAG- UND SCHWENKBEWEGUNG DES ROTORBLATTES MIT $n = 5$ BEI EINER BÖ

BEGINN DER BÖ BEI $t = 3,77$ s

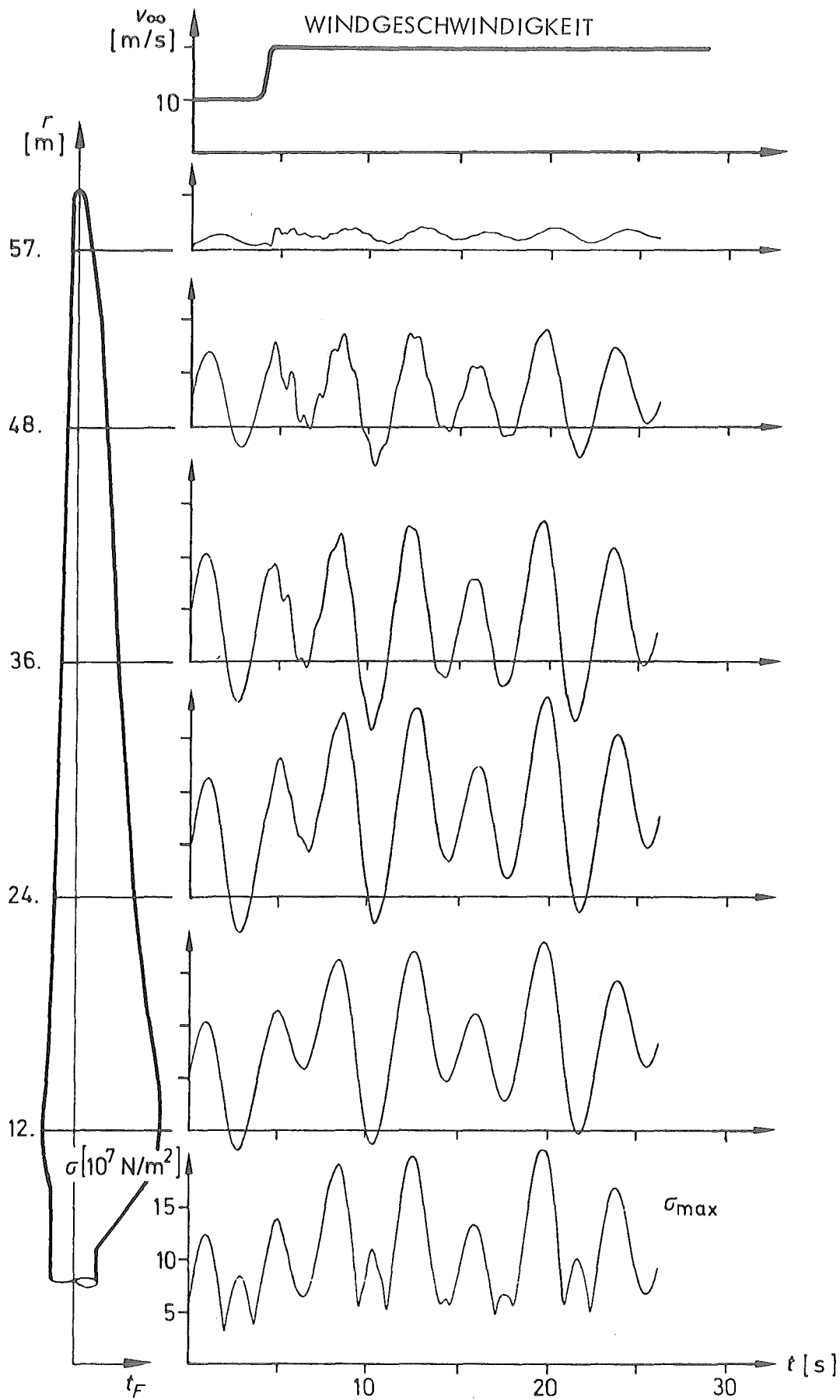


Abb. 6 SPANNUNGEN IM ROTORBLATT MIT $n = 5$
 BEGINN DER BÖ BEI $t = 3,77$ s

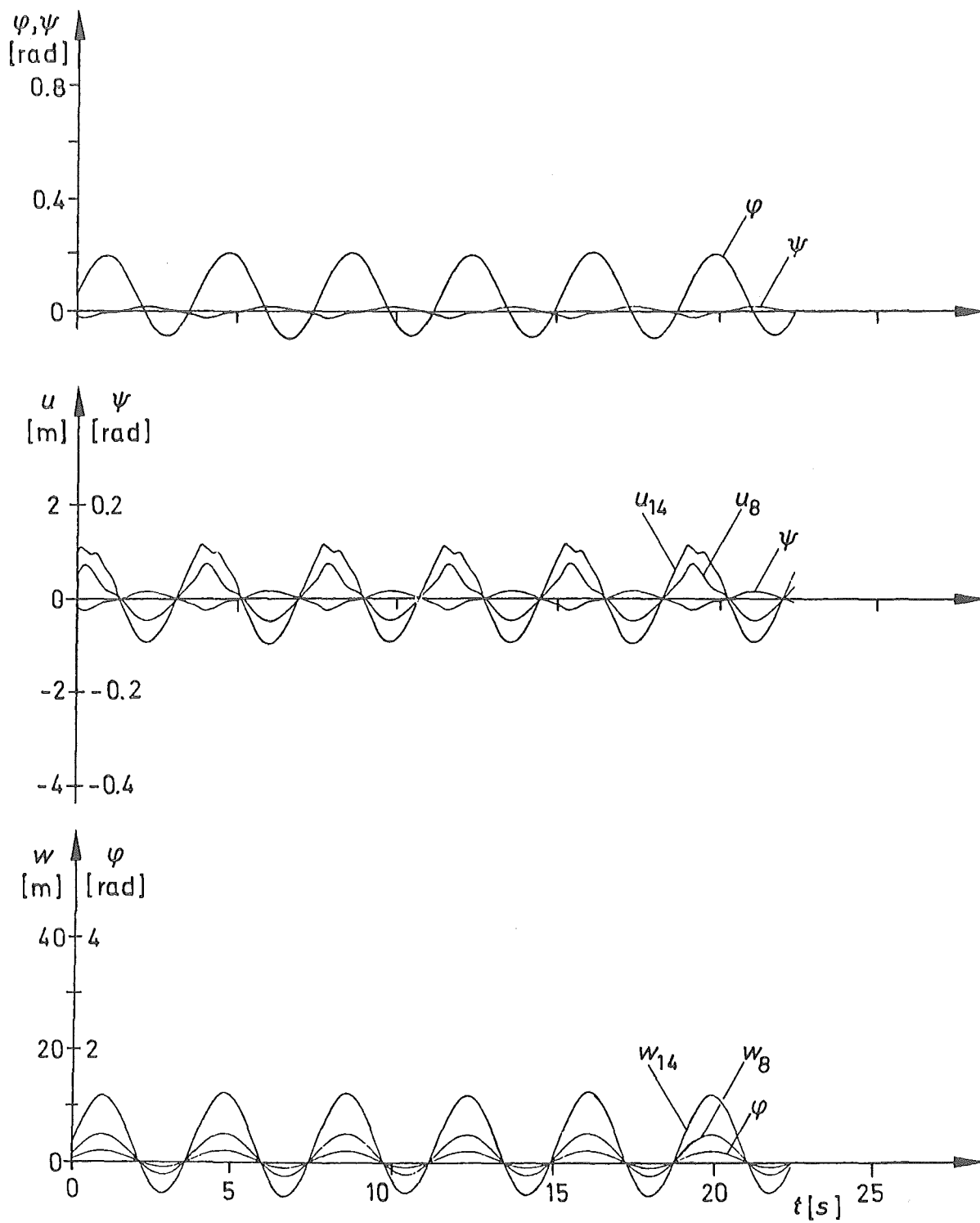
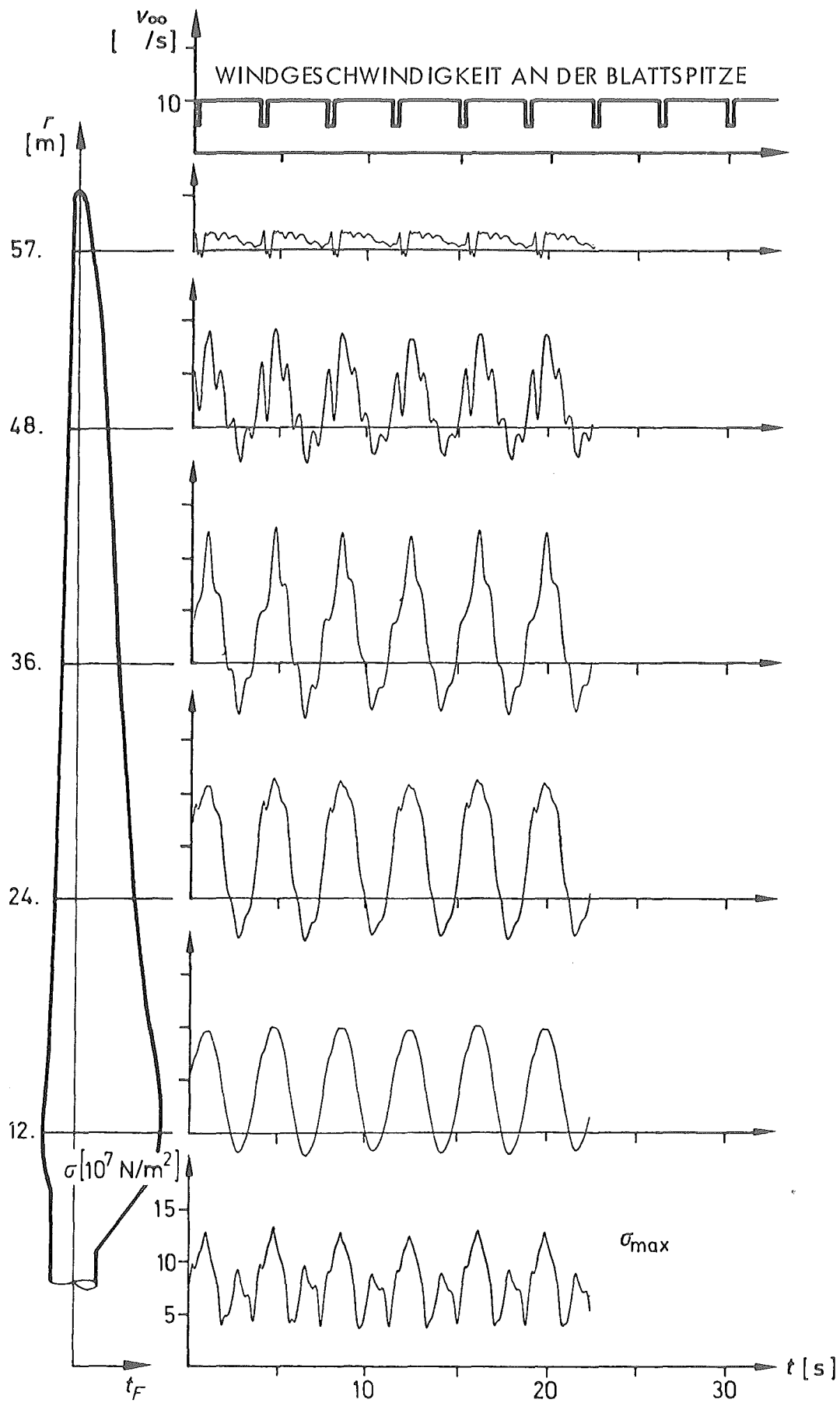


Abb. 7 SCHLAG- UND SCHWENKBEWEGUNG DES ROTORBLATTES
MIT $n = 5$ IM TURMNACHLAUF

Abb. 8 SPANNUNGEN IM ROTORBLATT MIT $n = 5$ IM TURMNACHLAUF

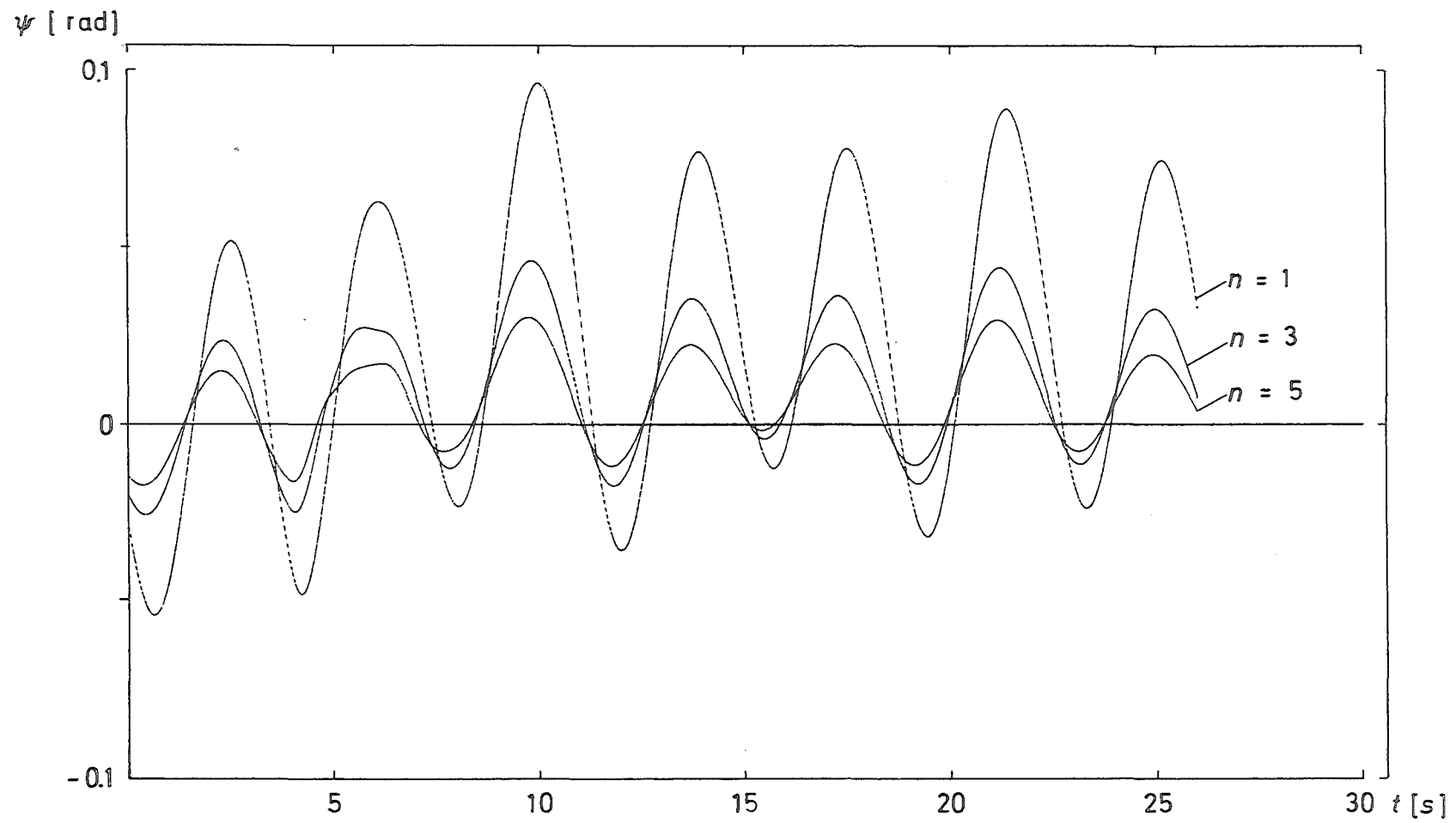


Abb. 9 SCHLAGWINKEL DES ROTORBLATTES FÜR VERSCHIEDENE BLATTWINKELRÜCKSTEUERUNGSFAKTOREN n
 BEI EINER BÖ
 BEGINN DER BÖ BEI $t = 3,77$ s

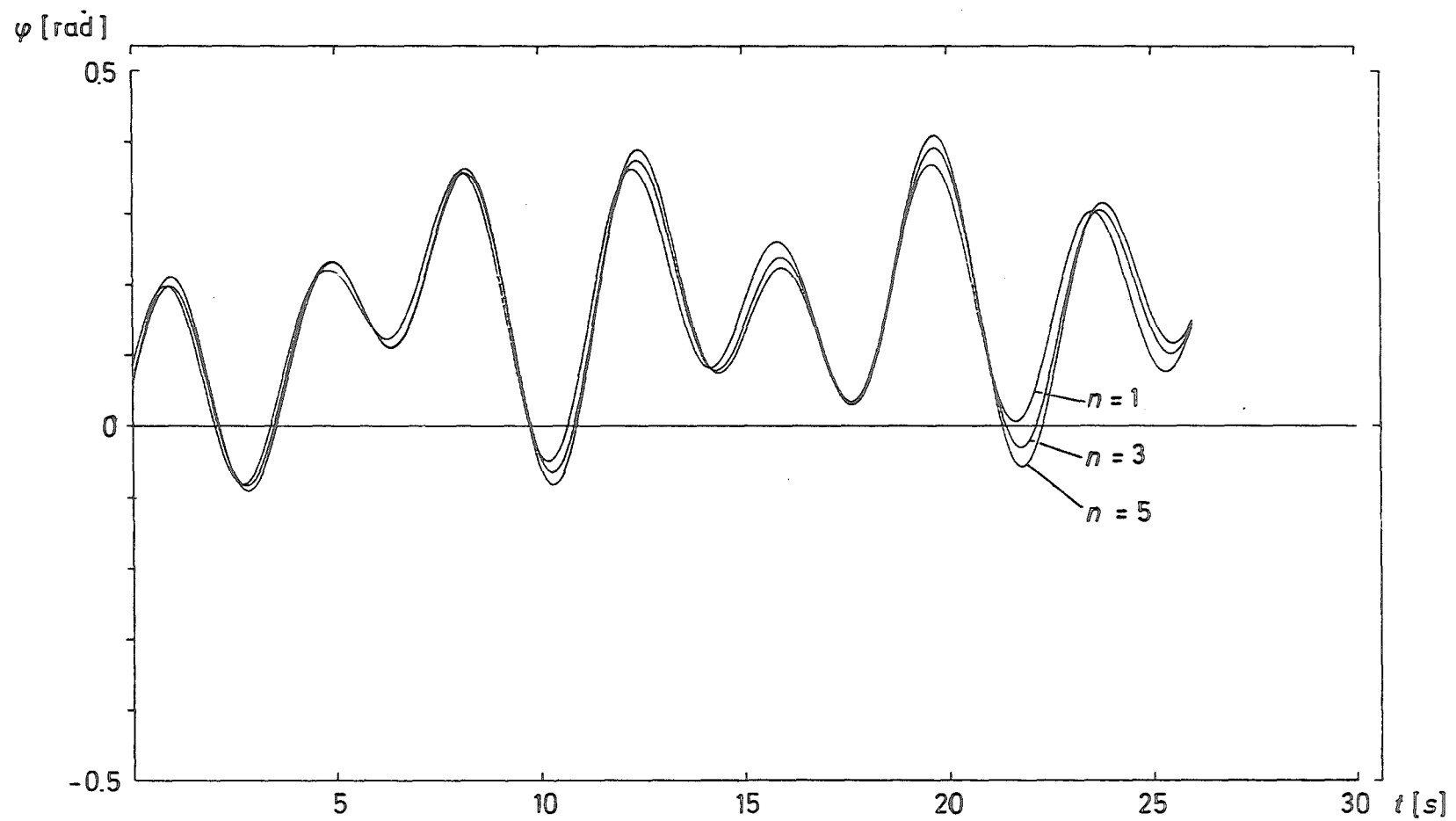


Abb. 10 SCHWENKWINKEL DES ROTORBLATTES FÜR VERSCHIEDENE BLATTWINKELRÜCKSTEUERUNGSFAKTOREN n
 BEI EINER BÖ
 BEGINN DER BÖ BEI $t = 3,77$ s

TEILNEHMER

| | |
|-----------------------|---|
| Hr. Banzhaff | Voith Getriebe KG, Heidenheim |
| Hr. Bergermann | Schlaich + Partner, Stuttgart |
| Hr. Blattmann | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Dr. Braun | Univ. Stuttgart, Inst. f. Statik und
Dynamik |
| Hr. Dr. Cuntze | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Prof. Fahlbusch | Hochschule der Bundeswehr, München |
| Hr. Hau | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Helm | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Hofmann | Voith Getriebe KG, Heidenheim |
| Hr. Dr. Holighaus | KFA-PLE, Jülich |
| Hr. Dr. Kehl | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Kirchgäßner | Univ. Stuttgart, Inst. f. Statik und
Dynamik |
| Hr. Prof. Kleinkauf | Ges.hochschule Kassel |
| Hr. Dr. Körber | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Lehmhus | Germ. Lloyd |
| Hr. Prof. Leonhard | TU-Braunschweig |
| Hr. Dr. Matthes | BMFT |
| Hr. Dr. Meggle | MBB-UD, München |
| Hr. Dr. Mickeler | Univ. Stuttgart, Inst. f. Aeordynamik |
| Hr. Möller | KFA-PLE, Jülich |
| Hr. Muser | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Prof. Öry | RWTH Aachen |
| Hr. Prof. Roth | Univ. Hannover |
| Hr. Schierning | MAN-Nürnberg |
| Hr. Schlusnus | Elektromark, Hagen |
| Hr. Spittler | Voith Getriebe KG, Heidenheim |
| Hr. Prof. Staufenbiel | RWTH Aachen |
| Hr. Thiele | MAN-Neue Technologie, München |
| Hr. Wackerle | MBB-UD, München |
| Hr. Dr. Windheim | KFA-PLE, Jülich |
| Hr. Witt | HEW BHK, Hamburg |
| Hr. Prof. Wortmann | Univ. Stuttgart, Inst. f. Aerodynamik |

